



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**NÁVRH ŘÍZENÍ FORMULOVÉHO VOZIDLA S POUŽITÍM
KARDANOVÝCH KLOUBŮ**

DESIGN OF FORMULA CAR STEERING SYSTEM USING CARDAN JOINTS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. František Hlaváč

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Pavel Ramík

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. František Hlaváč**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Pavel Ramík**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh řízení formulového vozidla s použitím kardanových kloubů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Na sestavu řízení formulových vozů je kladena řada požadavků, mezi nimiž k nejdůležitějším patří tuhost, co nejnížší vůle a nízká hmotnost. Náplní práce je navrhnout řízení vozidla Formule Student s požadovanými vlastnostmi s použitím Kardanových kloubů.

Cíle diplomové práce:

Provést rešerši konstrukčního provedení systému řízení motorových vozidel se zaměřením na formulové vozy.

Navrhnout uspořádání systému řízení vozidla Formule Student s využitím kardanových kloubů s ohledem na požadavky kladené na systém řízení. Zvážit možnost a vhodnost použití kompozitových dílů v navrhované konstrukci.

Navrhnout vhodné kardanovy klouby a jejich uložení pro použití v sestavě řízení.

Vytvořit návrh sestavy řízení.

Navrhnout způsob ověření torzní tuhosti řízení s kardanovými klouby. V případě dostupnosti provést potřebná měření a srovnat zjištěnou torzní tuhost řízení s konstrukcí využívající převodku řízení s kuželovými koly.

Zhodnotit navrženou konstrukci po funkční i výrobně technologické stránce a vyslovit se k vhodnosti jejího použití u nové generace vozidla Formule Student.

Seznam doporučené literatury:

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

KLEIN, Bernd. FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2012. 428 s. ISBN 978-3-8348-1603-0.

MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Práce se zabývá návrhem systému řízení pro závodní monopost Formula Student. Hlavními částí práce je návrh a pevnostní analýza sloupku řízení s využitím kardanových kloubů. Dále se práce zabývá návrhem a pevnostními analýzami hřebene řízení společně s experimentálním měřením torzní tuhosti sloupku řízení. Důležitou součástí práce je i vyčíslení sil působící na systém řízení.

KLÍČOVÁ SLOVA

systém řízení, hřeben řízení, sloupek řízení, kardanovy klouby, Formula Student, TU Brno Racing, torzní tuhost

ABSTRACT

The aim of this master thesis is the construction of a steering system for Formula Student monopost. The main part of the thesis is the design and analysis of steering column using universal joints. The thesis also contains design and analysis of steering rack together with experimental measurement of steering column torsional stiffness. An important part of the thesis is also a calculation of steering forces.

KEYWORDS

steering system, steering rack, steering column, universal joints, Formula Student, TU Brno Racing, torsional stiffness

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HLAVÁČ, F. *Návrh řízení formulového vozidla s použitím kardanových kloubů*. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 68 s. Vedoucí diplomové práce Pavel Ramík.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Pavla Ramíka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

František Hlaváč

PODĚKOVÁNÍ

V první řadě bych chtěl poděkovat vedoucímu mé práce panu Ing. Pavlu Ramíkovi, za odborné vedení a ochotnou pomoc při vypracovávání mé diplomové práce.

Chtěl bych také poděkovat mé rodině za podporu po celou dobu studia a možnost věnovat se projektu Formula Student. Díky patří i Anně Švábíkové za psychickou podporu při vypracovávání mé diplomové práce.

Speciální poděkování patří týmu TU Brno Racing a všem jeho členům za rady a spolupráci při návrhu systému řízení.

OBSAH

Úvod.....	9
1 Formula Student	10
1.1 Pravidla soutěže	10
1.2 Disciplíny	10
2 Systémy řízení ve Formuli Student	13
2.1 Hřeben řízení	13
2.2 Sloupek řízení	15
3 Koncepce sestavy řízení	18
3.1 Omezení při návrhu	18
3.2 Sestava řízení monopostu Dragon 7	20
3.3 Koncepce sestavy řízení pro monopost Dragon 8	21
4 Silové zatížení systému řízení.....	22
4.1 Princip výpočtu silového působení	22
4.2 Výpočet v programu Matlab.....	27
5 Konstrukce hřebene řízení	28
5.1 Hřebenový převod.....	28
5.2 Těleso hřebene řízení	34
5.3 Uložení hřebene řízení v monopostu Dragon 8	38
6 Konstrukce sloupku řízení	39
6.1 Uspořádání kardanových kloubů	40
6.2 Konstrukce dvojice kardanových kloubů	41
6.3 Uložení sestavy sloupku řízení	50
7 Měření torzní tuhosti sloupku řízení	56
7.1 Návrh měřicího přípravku	56
7.2 Průběh měření torzní tuhosti sloupku řízení	58
7.3 Vyhodnocení naměřených dat	59
Závěr	62
Seznam použitých zkratk a symbolů	65

Úvod

Systém řízení je nezbytnou součástí každého vozidla. Pomocí něj řidič ovládá řízená kola vozidla a tím i jeho směr jízdy. Vedle toho přes něj řidič vnímá přímou zpětnou vazbu od pneumatik a tím i okamžitou přilnavost vozidla. Především u závodních vozidel je proto dbáno na jeho vysokou přesnost a tuhost, současně s minimální vůlí v celém systému, tak, aby bylo možné závodní monopost precizně ovládat za všech podmínek.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem systému řízení pro monopost Dragon 8, účastníčího se soutěže Formula Student. Cílem návrhu je snížení hmotnosti, současně se zachováním dostatečné torzní tuhosti a spolehlivosti celého systému.

Práce navazuje na mou bakalářskou práci, zabývající se návrhem systému řízení pro monopost Dragon 7. Díky tomu mohu vycházet ze zkušeností získaných nejen při návrhu, ale hlavně z následného testování a závodů, kterých se monopost Dragon 7 účastnil.

Kromě konstrukčního návrhu systému řízení, se práce také věnuje experimentálnímu ověření torzní tuhosti navrženého systému řízení a jeho porovnání se systémem řízení z monopostu Dragon 7.



Obr. 1 Panoramatická fotka ze závodů FS Germany 2018 [21]

1 FORMULA STUDENT

Formula Student je mezinárodní konstrukční soutěž pro studentské týmy z technických univerzit. Úkolem každého týmu je během jednoho roku navrhnout, postavit a otestovat závodní monopost formulového typu. S tímto monopostem se poté účastní závodů po celém světě. Cílem soutěže Formula Student je nejen dát studentům možnost převést své teoretické znalosti na reálný projekt ale zároveň připravit studenty na následující technickou praxi a naučit je pracovat v týmu více lidí. Celý tým v rámci soutěže Formula Student funguje jako malá virtuální firma, v jeho režii není pouze samotná konstrukce a stavba vozu, ale také organizace celého týmu, získávání sponzorů pro financování týmu a propagace týmu mezi veřejností, to vše mají na starosti pouze studenti bakalářského nebo magisterského studia.

V současné době se soutěž Formula Student dělí do tří kategorií. Formula Student combustion pro monoposty se spalovacím motorem, electric pro monoposty s elektrickým pohonem a driverless pro autonomní monoposty. Soutěže se momentálně účastní přes 800 týmů z celého světa, na kterém se pořádá 17 samostatných závodů. Největšího z nich, Formula Student Germany, se každý rok účastní přes 3000 studentů ze 113 týmů.

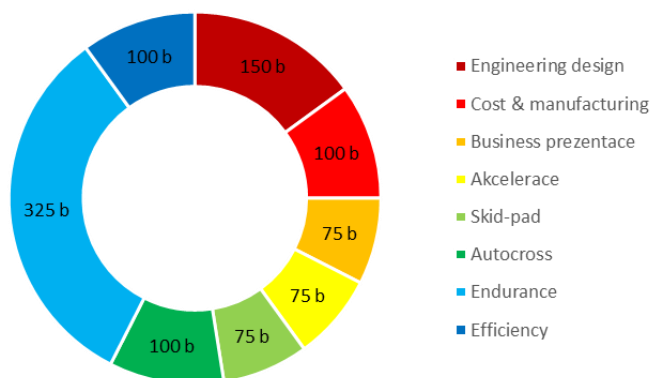
1.1 PRAVIDLA SOUTĚŽE

Celá koncepce soutěže Formula Student je definována pravidly. Ty se kromě organizace soutěže, základních parametrů konceptu formule zaměřují hlavně na bezpečnost. Proto je největší část pravidel věnována rámu monopostu, který musí vyhovovat daným strukturálním parametrům, a jeho části jsou podrobeny důkladným zkouškám. Kromě rámu pravidla definují parametry motoru, rozměry a umístění aerodynamických prvků nebo definují povinné bezpečnostní senzory.

Druhá část pravidel se věnuje organizaci oficiálních závodů. Pravidla jasně definují průběh celého závodu, od technické přejímky až po jednotlivé disciplíny a jejich bodové ohodnocení. Dále také definují parametry tratí, na kterých monoposty Formule Student jezdí a penalizace za jejich porušení. [7]

1.2 DISCIPLÍNY

Disciplíny na závodech Formule Student jsou rozděleny do dvou hlavních kategorií, statické a dynamické. Ve statických disciplínách týmy obhajují své technické řešení, vypracovávají studie výrobních nákladů nebo business plány. V dynamických disciplínách poté formule vyráží na různé tratě. Bodové ohodnocení jednotlivých disciplín je shrnuto na obr. 2.



Obr. 2 Rozložení bodů v jednotlivých disciplínách Formule Student [1]

1.2.1 STATICKÉ DISCIPLÍNY

Jak již bylo zmíněno, ve statických disciplínách týmy prezentují svůj monopost společně s jeho výrobními náklady a business plán týmu před odbornou komisí, která je hodnotí a poskytuje jim zpětnou vazbu, na základě které mohou dále vylepšovat svůj návrh nebo vypracované dokumenty.

ENGINEERING DESIGN

V disciplíně Engineering Design týmy prezentují technický návrh svého monopostu. Jedná se o odbornou diskuzi nad jednotlivými částmi vozu, přitom není důležité vědět jen, co navrhli, ale především proč zvolili zrovna použité řešení a jak při návrhu postupovali.

COST & MANUFACTURING

Tato disciplína se dělí na dvě části. V první týmy vypracovávají kusovník všech dílů na monopostu a nákladovou studii pro jeho sériovou výrobu. Hodnotí se úplnost kusovníku a realističnost zvolených výrobních procesů. V druhé části je vedena odborná rozprava o celkovém procesu sériové výroby monopostu s ohledem na cenu, zátěž životního prostředí nebo energetickou náročnost.

BUSINESS PREZENTACE

Při business prezentaci se týmy snaží získat potencionální investory pro jejich vypracovaný business plán související s monopostem. Hodnotí se jak kreativnost tak také zpracovanost celého business plánu.

1.2.2 DYNAMICKÉ DISCIPLÍNY

V dynamických disciplínách se již testuje celková výkonnost monopostu a jeho jízdní vlastnosti. Ještě než však monopost vyjede na trať, musí projít technickou přejímkou, na které se kontroluje, odpovídá-li všem pravidlům, prochází náklonovou zkouškou, zkouškou hluku a zkouškou brzd.

AKCELERACE

Jedná se o sprint na 75 m s pevným startem. V této disciplíně se uplatní především výkon motoru a jeho řízení. Velkou roli zde hrají systémy jako kontrola trakce neboli Launch Control, nebo automaticky aktuovaná spojka.

SKID-PAD

Skid-pad je disciplínou v níž se testuje návrh podvozku v ustáleném stavu zatáčení. Trať tvoří „osmička“ kdy se vždy jedou dvě kola doleva a dvě kola doprava.

AUTOSCROSS

Autocross je již jízda na technickém okruhu s pevným startem. Zde již rozhoduje celkové nastavení monopostu a také schopnosti řidiče, který si trať může projít jen půl hodiny před startem. Zároveň disciplína slouží jako kvalifikace do hlavní disciplíny Endurance.

ENDURANCE

Disciplína Endurance prověřuje nejen celkovou výkonnost a nastavení monopostu, ale zejména jeho spolehlivost. Jedná se o závod na trati podobné Autocrossu dlouhý 22km. V polovině

dochází ke střídání řidičů, přitom auto prochází kontrolou, zda nedošlo k poškození některé součásti, nebo zda neunikají z monopostu provozní kapaliny.

EFFICIENCY

Během disciplíny Endurance se také měří spotřeba monopostu, která se poté vyhodnocuje jako samostatná disciplína. Nejde ovšem o čisté množství paliva, do úvahy se bere také čas v disciplíně Endurance. [1]

2 SYSTÉMY ŘÍZENÍ VE FORMULI STUDENT

Systém řízení monopostu soutěže Formula Student se dá rozdělit na dva dílčí celky. Prvním celkem je sloupek řízení přenášející rotační pohyb volantu k převodce řízení. Druhým celkem je již zmíněná převodka řízení, která převádí rotační pohyb volantu na posuvný pohyb řídících tyčí, které přímo ovládají kola a natáčejí je do požadovaného směru. V monopostech Formule Student není používán posilovač řízení, zejména kvůli úspoře hmotnosti, díky nízké hmotnosti monopostů nejsou ovládací síly v řízení natolik velké, aby použití posilovače vyžadovaly.

2.1 HŘEBEN ŘÍZENÍ

Jako převodka řízení se v monopostech Formule Student výhradně používá hřeben řízení. Hlavní částí hřebene je hřebenový převod, který se skládá z ozubeného pastorku konajícím rotační pohyb a ozubeného hřebene, který vykonává pohyb posuvný. Pastorek bývá uložen v kuličkových ložiscích, zatímco tyč s ozubeným hřebenem v ložiscích kluzných.

Mezi hlavní výhody hřebene řízení patří jeho kompaktní rozměry společně se snadnou zástavbou do monopostu. Také z pohledu minimalizace hmotnosti je na tom hřeben řízení lépe než ostatní systémy. Největší nevýhodou tohoto systému je jeho velká náchylnost ke krokování, vznikajícím při přechodu zubů v převodu. Tento jev se dá minimalizovat korekcí osové vzdálenosti pastorku a hřebene, nebo použitím šikmého ozubení. Nikdy však nelze dosáhnout úplně hladkého chodu. Všechny výhody a nevýhody hřebenového převodu jsem shrnul v následujících bodech:

Výhody

- kompaktní rozměry
- snadná zástavba
- nízká hmotnost
- jednoduchá výroba
- široká nabídka sériových typů

Nevýhody

- krokování ozubeného převodu
- malý úhlový rozsah volantu (s jeho zvyšováním rostou rozměry i hmotnost převodu)
- vymačkávání nevhodně zvolených kluzných ložisek

2.1.1 HŘEBENY ŘÍZENÍ VYUŽÍVANÉ VE FORMULI STUDENT

Vzhledem k velikosti a hmotnosti monopostů Formule Student se nevyplatí používání sériových hřebenů využívaných v osobních nebo závodních automobilech. Přesto existuje několik firem, které nabízejí hřebeny řízení přímo pro monoposty Formule Student. Níže najdeme přehled nepoužívanějších typů společně s jejich parametry.

ZEDARO ZRACK

Hřeben řízení vyvinutý firmou Zedaro se speciálním hliníkovým šípovým ozubením. Díky tomuto ozubení se jedná o nejlehčí hřeben na trhu. Nevýhodou tohoto hřebene je nevhodně navržené uložení tyče s ozubeným hřebem, které se snadno vymačká a následně vzniká v hřebenovém převodu vůle.



Obr. 3 Celohliníkový hřebenový převod vyvinutý firmou Zedaro [8]

FORMULA SEVEN PRO STEERING RACK

Hřeben řízení s domkem částečně vyrobeným z karbonových vláken, s pevnou konstrukcí schopnou bezproblémového fungování několik sezón po sobě. Nevýhodou tohoto hřebene je vysoký úhlový rozsah společně s vyšší hmotností.



Obr. 4 Hřebenový převod s CFRP domkem od firmy Formula Seven [9]

KAZ TECHNOLOGIEZ STEERING RACK

Nejlevnější hřeben řízení vhodný pro použití v monopostu Formule Student. I když se konstrukčně jedná o velmi kvalitní hřeben s variabilní změnou kinematické délky, jeho vysoká hmotnost je výraznou nevýhodou.



Obr. 5 Hřebenový převod od firmy Kaz technologies [10]

VLASTNÍ KONSTRUKCE

Mezi největší nevýhody výše zmíněných hřebenů řízení patří jejich pevně daná kinematická délka a úhlový rozsah. Těmto hodnotám se poté musí přizpůsobit kinematika řízení, která dále ovlivňuje kinematiku celého podvozku. Právě kvůli těmto důvodům přistupuje stále více týmů k hřebenu řízení vlastní konstrukce, u kterého si mohou veškeré parametry zvolit podle vlastních potřeb.

Tab. 1 Přehled parametrů sériových hřebenů řízení [8; 9; 10]

Hřebenový převod	Hmotnost [g]	Kinematická délka [mm]	Úhlový rozsah [°]	Podélný chod [mm]
zRack Zedaro	271/348/405	262/358/442	210,8	50
Formula Seven steering rack	870/940/1010	400/450/500	360	72
Kaz Technologies steering rack	1360	variabilní	248	82,5

2.2 SLOUPEK ŘÍZENÍ

Vzhledem k umístění volantu a převodky řízení, která bývá nejčastěji umístěna co nejnižší kvůli nízkému těžišti monopostu, musí sloupek řízení překonat značnou vzdálenost. Kvůli tomu v něm dochází k největším ztrátám torzní tuhosti systému řízení a také k navýšení jeho celkové hmotnosti. Vedle požadavků na nízkou hmotnost a vysokou torzní tuhost musí sloupek řízení vyhovovat také ergonomii řidiče, tak aby bylo držení a pozice volantu co nejpřirozenější.

V monopostech Formule Student se využívá několik typů sloupku řízení, kdy každý z nich je výhodnější pro jiný požadavek na sloupek řízení. Proto závisí především na konstruktérovi, který požadavek upřednostňuje před ostatními.

2.2.1 PŘÍMÁ TYČ

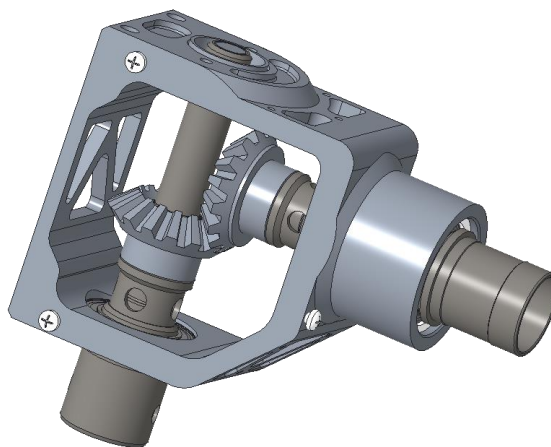
Nejjednodušším sloupkem řízení je použití přímé tyče, vedoucí od volantu, až k hřebenovému převodu. Jedná se o sloupek řízení s nejnižší hmotností, který si zároveň zachovává vysokou torzní tuhost. Kritickou nevýhodou je velmi špatná ergonomie řidiče.

2.2.2 ÚHLOVÁ PŘEVODKA ŘÍZENÍ

Nejpoužívanějším typem sloupku řízení je použití převodky řízení s kuželovými ozubenými koly. Tento typ se vyznačuje vysokou tuhostí a zároveň dokáže vyhovět ergonomickým požadavkům.

Mezi hlavní nevýhody patří vysoká hmotnost a krokování ozubení. Krokování lze omezit použitím jiného než přímého ozubení (např. typ Gleason). Použití nepřímého ozubení ovšem omezuje úhel mezi dvěma nesouosými hřídelemi, a tím i výslednou ergonomii a zástavbu.

Velkou výhodou úhlové převodky je možnost volby převodového poměru ozubených kol a tím možnost změnit úhlový rozsah volantu.

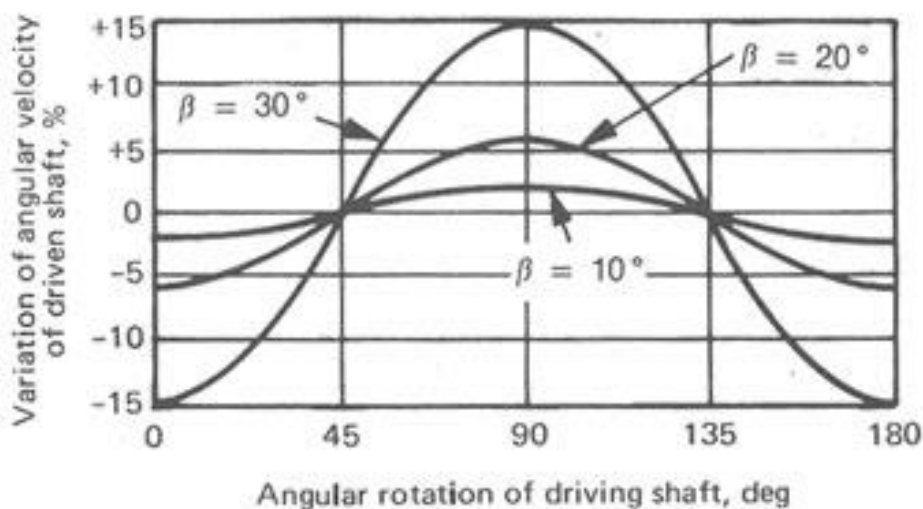


Obr. 6 Úhlová převodka řízení s přímými zuby

2.2.3 KARDANOVY KLOUBY

Pro převod rotačního pohybu mezi dvěma nesouosými hřídelemi lze také použít Kardanových kloubů. Toto řešení nabízí nízkou hmotnost spolu s dostatečnou tuhostí. Díky vysoké variabilitě kloubů lze dosáhnout i vyhovující ergonomie řidiče.

Při použití jediného kloubu nastává jev zvaný nerovnoměrnost chodu kardanového kloubu, kdy se v průběhu rotace rozchází úhlová rychlost otáčení vstupního a výstupního hřídele. Tento jev je u systému řízení nežádoucí a lze jej odstranit použitím dvojice kardanových kloubů. Avšak tím také narůstá hmotnost celého systému.



Obr. 7 Závislost rychlosti výstupní hřídele na úhlu natočení vstupní hřídele, při konstantní rychlosti vstupní hřídele, pro různé úhly Kardanova kloubu [11]

Mezi další nevýhody použití kardanových kloubů patří složitější uložení celého systému, a možný vznik vůle v systému díky nepřesnostem výroby, kterou lze jen s těžší vymežit.

2.2.4 STEER-BY-WIRE

Z hlediska mechaniky je nejjednodušším a nejlehčím řešením tzv. systém steer-by-wire, tj. sloupek řízení bez mechanické vazby mezi volantem a hřbenem řízení. Na volantové hřídeli je umístěn snímač natočení volantu, ten pak vysílá signál do aktuátoru ovládajícího hřbenový převod.

Tento systém má vedle svých výhod také značné nevýhody zejména při využití v závodních monopostech. Mezi největší patří nulová zpětná vazba od kol monopostu a také složitá elektronika, při jejíž poruše může dojít k havárii monopostu.

Zejména z bezpečnostních důvodů je proto tento systém ve Formuli Student zakázán.

3 KONCEPCE SESTAVY ŘÍZENÍ

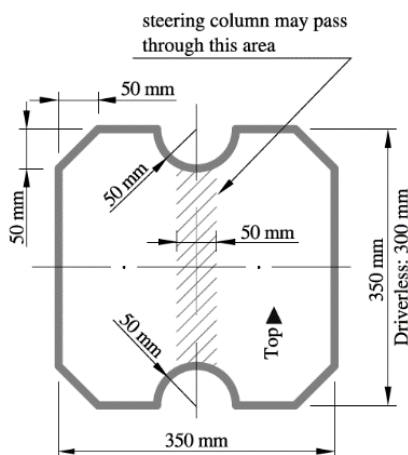
3.1 OMEZENÍ PŘI NÁVRHU

Konstrukce systému řízení je omezena několika faktory. Kromě pravidel soutěže je to také již zmíněná ergonomie řidiče nebo kinematika řízení. Tato omezení slouží jako okrajové podmínky, které tvoří startovní bod návrhu celého systému.

3.1.1 PRAVIDLA SOUTĚŽE FORMULA STUDENT OMEZUJÍCÍ SYSTÉM ŘÍZENÍ

- T 2.6.1** Systémy řízení používající lanka nebo řemeny pro přenos rotačního pohybu jsou zakázány.
- T 2.6.2** Volant musí přímo mechanicky pohybovat předními koly.
- T 2.6.3** Systém řízení musí být vybaven zážkami, zabraňujícími přetočení a zablokování kol. Zážky musí být uchyceny na hřebeni a musí zabraňovat kontaktu pneumatiky a kola s jinými součástmi. Systém řízení musí být použitelný i u stojícího vozidla.
- T 2.6.4** Povolena vůle v systému řízení je maximálně 7° , měreno na volantu.
- T 2.6.5** Volant musí být k sloupku řízení připojen pomocí rychlospojky. Řidič musí být schopen ovládat rychlospojku v normální jízdní pozici s nasazenými rukavicemi.
- T 2.6.6** Volant nesmí být umístěn dále než 250 mm za předním obloukem. Tato vzdálenost je měřena horizontálně ve střednici auta, od nejzadnější plochy předního oblouku k nejpřednější ploše volantu.
- T 2.6.8** V jakémkoli natočení nesmí být vrchní strana volantu výše než horní plocha předního oblouku.
- T 2.6.9** Hřeben řízení musí být mechanicky připojen k rámu vozidla.
- T 2.6.10** Spoje mezi všemi komponenty spojující volant s hřebenem řízení musí být mechanické a viditelné při technické kontrole. Svařené a lepené spoje musí být mechanicky zajištěny odpovídající metodou.

- T 4.2.1** Kokpit musí poskytovat volný průřez odpovídající šabloně na obr. 8. Šablona musí projít od otevřeného kokpitu až k bodu 100 mm za pedály v operační pozici. Šablona se může pohybovat nahoru a dolů.



Obr. 8 Šablona pro kontrolu průřezu kokpitu

3.1.2 ERGONOMIE ŘIDIČE

Pro zajištění co nejlepší pozice řidiče monopostu za volantem je v našem týmu používán speciální přípravek simulující polohu v monopostu. Součástí přípravku je také volant, jehož poloha se nastavuje podle přání řidiče. Celková poloha řidiče je i s přípravkem naskenována 3D skenerem a přenesena do počítače, kde se podle zpracovaného 3D skenu vytváří manekýn, který je následně přidán do CAD modelu monopostu.



Obr. 9 Řidič v přípravku na ergonomii

Vedle polohy volantu je také důležité jeho natočení ve vertikální rovině vůči řidiči. Zde existuje obecná poučka, podle které by měla osa hřídele volantu směřovat řidiči do oblasti krku. Tato poučka byla ověřena s řidiči, kterými byla potvrzena její pravdivost.

3.1.3 KINEMATIKA MECHANISMU ŘÍZENÍ

Pro co nejlepší využití vlastností pneumatik je důležitá kinematika celého mechanismu řízení, která ovlivňuje úhel natočení každého kola při daném posuvu hřebene řízení. Kinematikou mechanismu řízení se v týmu TU Brno Racing zabývá sekce Vehicle Dynamics, která dodává přesnou pozici hřebene řízení společně s jeho kinematickou délkou, požadavkem na maximální posuv a s ním spojené úhlové natočení volantu.

3.2 SESTAVA ŘÍZENÍ MONOPOSTU DRAGON 7

Výchozí stav pro návrh nové sestavy řízení byla sestava řízení z monopostu Dragon 7. V ní byl použit hřeben řízení vlastní konstrukce s hřebenovým převodem s přímými zuby a tělesem hřebene částečně vyrobeným z CFRP trubky. Ve sloupku řízení byla použita úhlová převodka s úhlem 90° a s ozubením typu Gleason. Převodka byla uložena v hliníkovém domku, který byl pomocí ocelového svařence připevněn k rámu monopostu.



Obr. 10 Sestava řízení monopostu Dragon 7

Sestava řízení monopostu Dragon 7 se během testování i závodů ukázala jako mechanicky velmi spolehlivá. Díky možnosti měnit vzájemnou polohu jak pastorku a ozubeného hřebene, tak také kuželových kol v úhlové převodce se také podařilo vymezit vůle v celém systému.

Největším problémem, vycházejícím z použitého konceptu bylo krokování celého mechanismu, které se za celou sezónu podařilo zmírnit ale nikdy úplně odstranit. Dále se tento koncept vyznačuje poměrně vysokou hmotností danou použitím ocelových ozubených kol a hřídelí s drážkováním, na nichž jsou kola uložena.

Parametry sestavy řízení monopostu Dragon 7 jsou shrnuty v následující tabulce.

Tab. 2 Parametry sestavy řízení monopostu Dragon 7

hmotnost [g]	1760
kinematická délka hřebene [mm]	450
posuv hřebene [mm]	50
úhlové natočení volantu [°]	240
převodový poměr úhlové převodky [-]	1
převodový poměr hřebenového převodu [-]	1,5

3.3 KONCEPCE SESTAVY ŘÍZENÍ PRO MONOPOST DRAGON 8

Jak bylo zmíněno již v úvodu, při návrhu sestavy řízení pro monopost Dragon 8 jsem vycházel ze zkušeností s konstrukcí sestavy řízení monopostu Dragon 7. V závislosti na jeho problémech zmíněných výše byly stanoveny cíle pro konstrukci sestavy řízení monopostu Dragon 8.

- eliminace krokování sestavy
- snížení hmotnosti sestavy
- zachování nebo zvýšení torzní tuhosti celé sestavy
- zachování mechanické odolnosti sestavy

Jelikož se hřeben řízení vlastní konstrukce použitý v monopostu Dragon 7 osvědčil a nedošlo u něj k žádným poruchám, rozhodl jsem se provést pouze jeho optimalizaci za účelem snížení hmotnosti. Dále je použito šikmé ozubení hřebene a pastorku místo přímého. To by mělo napomoci hladšímu chodu celého hřebene a tak snížení krokování sestavy.

Největší změnou oproti sestavě řízení z monopostu Dragon 7 je použití dvojice kardanových kloubů místo úhlové převodky ve sloupku řízení. Díky tomu došlo k odstranění ozubeného převodu, ve kterém vzniká nejcitelnější krokování systému. Jelikož se na trhu vyskytují pouze celoocelové Kardanovy klouby určené pro osobní a závodní vozidla, jejichž hmotnost je znatelně vyšší než hmotnost celé úhlové převodky, rozhodl jsem se použít Kardanovy klouby vlastní konstrukce vyrobené převážně z hliníkových slitin.

4 SILOVÉ ZATÍŽENÍ SYSTÉMU ŘÍZENÍ

Silové zatížení působící v systému řízení je reakcí na silové působení v kontaktu pneumatiky a vozovky. Jedná se o boční sílu F_y a vratný moment pneumatiky M_z . Velikost obou složek tohoto silového působení závisí na vlastnostech dané pneumatiky, především na jejím zatížení F_z a úhlu směrové úchyly α .

V závislosti na kinematice zavěšení monopostu dochází při zatáčení také ke zvedání přední části monopostu. Proti tomuto pohybu působí síla F_G , a tím se také podílí na silovém působení v sestavě řízení. Avšak vzhledem k hmotnosti monopostu Formula Student jsem tuto sílu při výpočtu zanedbal.

4.1 PRINCIP VÝPOČTU SILOVÉHO PŮSOBENÍ

Základní princip výpočtu silového působení v systému řízení vychází ze získání zatížení jednotlivých kol při daném bočním zrychlení dosaženém při průjezdu zatáčkou konstantní rychlostí. Následně jsou pro získané zatížení pneumatik odečteny hodnoty boční síly a vratného momentu pro daný úhel směrové úchyly z dat pneumatik. Tím získáme silové působení v bodě kontaktu pneumatiky s vozovkou. Toto silové působení následně přepočítáme pomocí známých parametrů kinematiky zavěšení na silové působení v systému řízení.

Pro zjednodušení výpočtu byly zavedeny tyto podmínky:

- odklony kol přední nápravy jsou nulové
- rozbíhavost kol přední nápravy je nulová
- kola jsou při průjezdu zatáčkou v přímém směru
- load transfer neodpružených hmot není započítán
- příklon rejdové osy je nulový

4.1.1 ZÁKLADNÍ PARAMETRY MONOPOSTU A POČÁTEČNÍ PODMÍNKY

Hmotnost monopostu s řidičem	$m_{\text{car}} = 250 \text{ kg}$
Výška těžiště	$h = 0,300 \text{ m}$
Rozložení hmotnosti (na přední nápravu)	$\rho_m = 0,49$
Rozchod přední nápravy	$t_f = 1,2 \text{ m}$
Klopná tuhost přední nápravy	$K_f = 266,8 \text{ Nm/}^\circ$
Klopná tuhost zadní nápravy	$K_r = 278,2 \text{ Nm/}^\circ$
Přítlak monopostu (při 80 km/h)	$F_{za} = 1250 \text{ N}$
Rozložení přítlačné síly (na přední nápravu)	$\rho_a = 0,48$
Tíhové zrychlení	$g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$

Boční zrychlení působící na monopost při průjezdu zatáčkou bylo stanoveno podle maximálního bočního zrychlení dosaženého s předchozím monopostem Dragon 7.

$$a_y = 2,5 \cdot g = 2,5 \cdot 9,81 = 24,525 \text{ ms}^{-2} \quad (1)$$

Kde:

a_y $[\text{ms}^{-2}]$ boční zrychlení působící na monopost

4.1.2 VÝPOČET ZATÍŽENÍ PNEUMATIK

Zatížení pneumatik závisí především na těchto parametrech

- hmotnost vozidla
- load transfer (přenos síly v důsledku bočního nebo podélného zrychlení)
- aerodynamický přítlak monopostu

Jelikož počítáme s ustáleným průjezdem zatáčkou je podélné zrychlení rovno nule stejně jako podélný load transfer.

Výpočet zatížení pneumatik je uveden v literatuře [1].

Nejdříve musíme určit klopný moment působící na monopost v důsledku bočního zrychlení a následně klopení monopostu.

$$M_{roll} = a_y \cdot m_{car} \cdot h \quad (2)$$

Kde:

M_{roll} $[\text{Nm}]$ klopný moment

$$\theta_{roll} = \frac{M_{roll}}{K_f + K_r} \quad (3)$$

Kde:

θ_{roll} $[\circ]$ úhel klopení

Nyní je možné dopočítat zatížení jednotlivých kol. Toto zatížení se skládá ze tří složek, a to zatížení od tíhové síly (statická hmotnost monopostu), zatížení od load transferu, v jeho důsledku se kolo na vnitřní straně odlehčuje a kolo na vnější straně přitěžuje, a zatížení od aerodynamického přítlaku působícího na monopost.

$$F_{zr} = \frac{\rho_m \cdot m_{car} \cdot g}{2} + \frac{\theta_{roll} \cdot K_f}{t_f} + \frac{\rho_a \cdot F_{za}}{2} \quad (4)$$

$$F_{zl} = \frac{\rho_m \cdot m_{car} \cdot g}{2} - \frac{\theta_{roll} \cdot K_f}{t_f} + \frac{\rho_a \cdot F_{za}}{2} \quad (5)$$

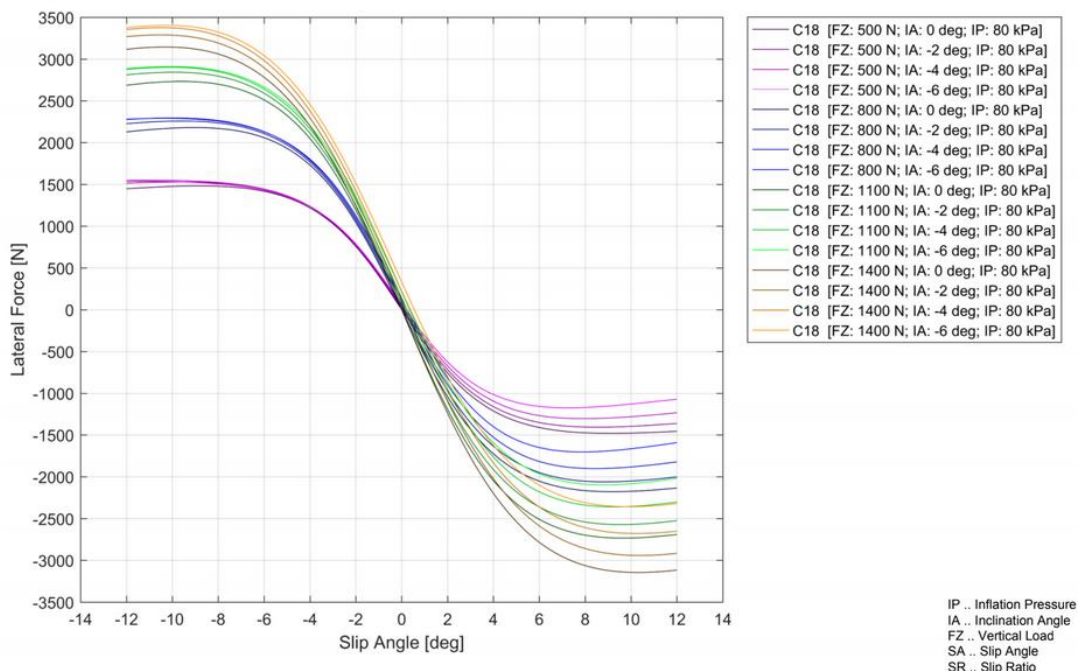
Kde:

F_{zr} $[\text{N}]$ zatížení pravého předního kola

F_{zl} $[\text{N}]$ zatížení levého předního kola

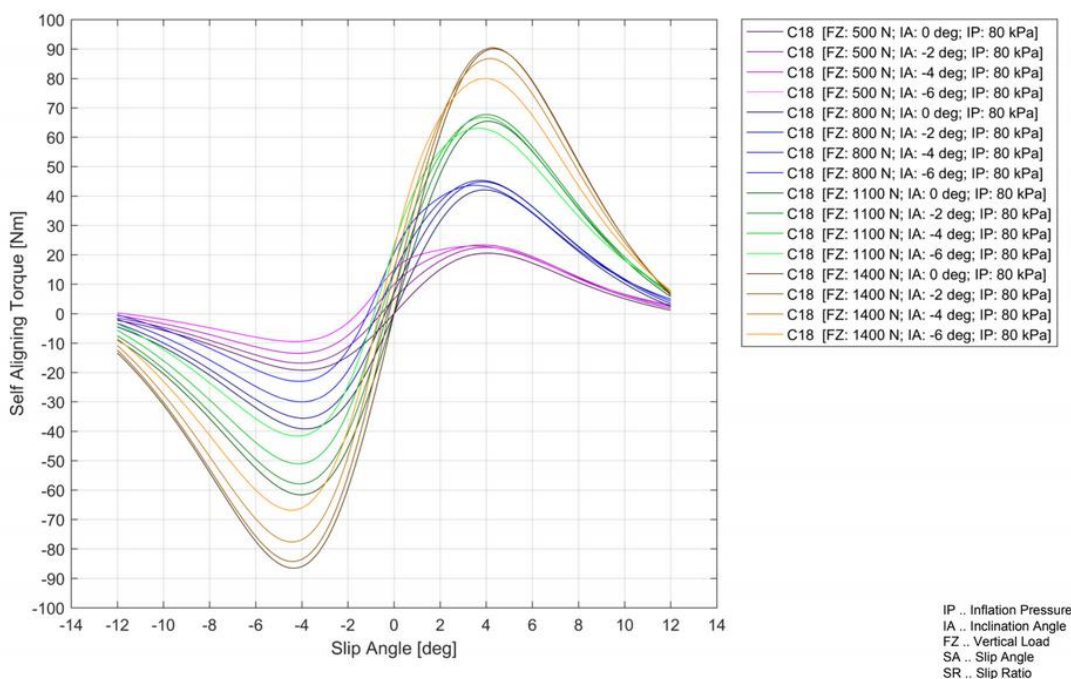
4.1.3 VÝPOČET SILOVÉHO PŮSOBNÍ V KONTAKTU PNEUMATIKY S VOZOVKOU

Z dat používaných pneumatik Continental C18 jsem určil hodnotu bočních sil F_{yT} a F_{yI} , které jsou pneumatiky schopny přenést při zatížení F_{zT} a F_{zI} při daném úhlu směrové úchylky α_T a α_I .



Obr. 11 Závislost boční síly F_y na úhlu směrové úchylky α a zatížení pneumatiky F_z [12]

Stejně tak z dat pneumatik odečteme vratné momenty M_{zT} a M_{zI} při daném úhlu směrové úchylky α_T a α_I .



Obr. 12 Závislost vratného momentu M_z na úhlu směrové úchylky α a zatížení pneumatiky F_z [12]

4.1.4 VÝPOČET KROUTÍCÍHO MOMENTU KOLEM REJDOVÉ OSY

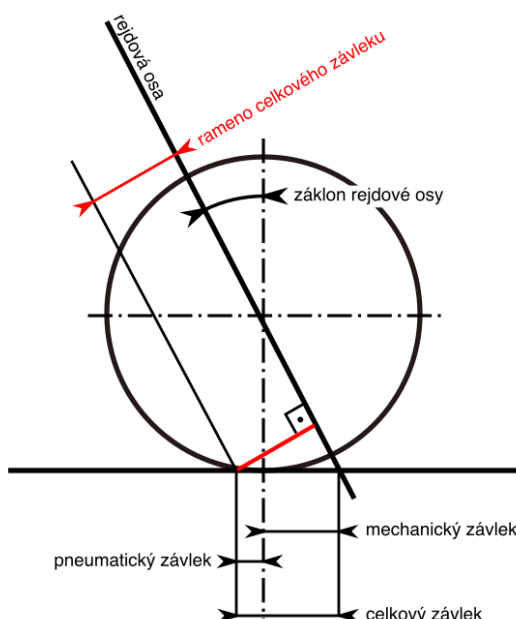
Tímto jsme získali silové působení v bodě kontaktu pneumatiky s vozovkou. Pro přepočet na silové působení v sestavě řízení musíme znát další parametry kinematiky zavěšení.

Kola se otáčí kolem rejdové osy, která je většinou vůči svislé ose kola nakloněna. Úhel mezi svislou osou kola a rejdovou osou se nazývá záklon rejdové osy θ . Vzdálenost bodů, ve kterých se protíná svislá osa kola s vozovkou a rejdová osa s vozovkou se poté nazývá mechanický závlek z_m . Stejně tak se pneumatika při zatížení deformuje a bod styku pneumatiky s vozovkou se nikdy nenachází na svislé ose kola. Vzdálenost mezi svislou osou kola a bodem styku pneumatiky s vozovkou se nazývá pneumatický závlek z_p . Celkový závlek z_c poté dostaneme součtem obou závleků.

$$z = z_p + z_m \quad (6)$$

Kde:

z_c	[m]	celkový závlek
z_p	[m]	pneumatický závlek
z_m	[m]	mechanický závlek



Obr. 13 Kinematika rejdové osy

Výsledná boční síla tedy působí na ramenu celkového závleku r_{zc} ,

$$r_{zc} = z_c \cdot \cos(\theta) = (z_m + z_p) \cdot \cos(\theta) \quad (7)$$

Kde:

r_{zc}	[m]	rameno celkového závleku
θ	[°]	záklon rejdové osy

Hodnotu pneumatického závleku můžeme dopočítat pomocí vratného momentu.

$$z_p = \frac{M_z}{F_y} \quad (8)$$

Výsledný moment působící na rejdovou osu od silového působení v kontaktu pneumatiky s vozovkou získáme ze vztahu.

$$M_{rejd} = F_y \cdot r_{zc} \quad (9)$$

Kde:

M_{rejd} [Nm] moment kolem rejdové osy

4.1.5 VÝPOČET SILOVÉHO PŮSOBENÍ V SESTAVĚ ŘÍZENÍ

Pomocí momentové rovnováhy kolem rejdové osy můžeme získat sílu ve spojovací tyči řízení.

$$F_{rod} = \frac{M_{rejd}}{r_{rod}} \quad (10)$$

Kde:

F_{rod} [N] síla ve spojovací tyči řízení

r_{rod} [m] kolmá vzdálenost osy spojovací tyče řízení a rejdové osy

Kolmou vzdálenost rejdové osy a osy spojovací tyče řízení získáme z CAD modelu.

Jednotlivé složky sil působící na tyč hřebene F_{hxr} , F_{hyr} , F_{hxr} získáme rozkladem síly ve spojovací tyči řízení pomocí goniometrických funkcí a úhlů, které spojovací tyč řízení svírá s tyčí hřebenového převodu.

Stejným postup můžeme aplikovat pro druhé kolo přední nápravy a získáme tak složky působící na druhou stranu tyče hřebene F_{hxl} , F_{hyl} , F_{hxl} .

Výsledný moment působící přes sloupek řízení na volant získáme z následující rovnice.

$$M_{steer} = (F_{hyr} + F_{hyl}) \cdot R_{rack} \quad (11)$$

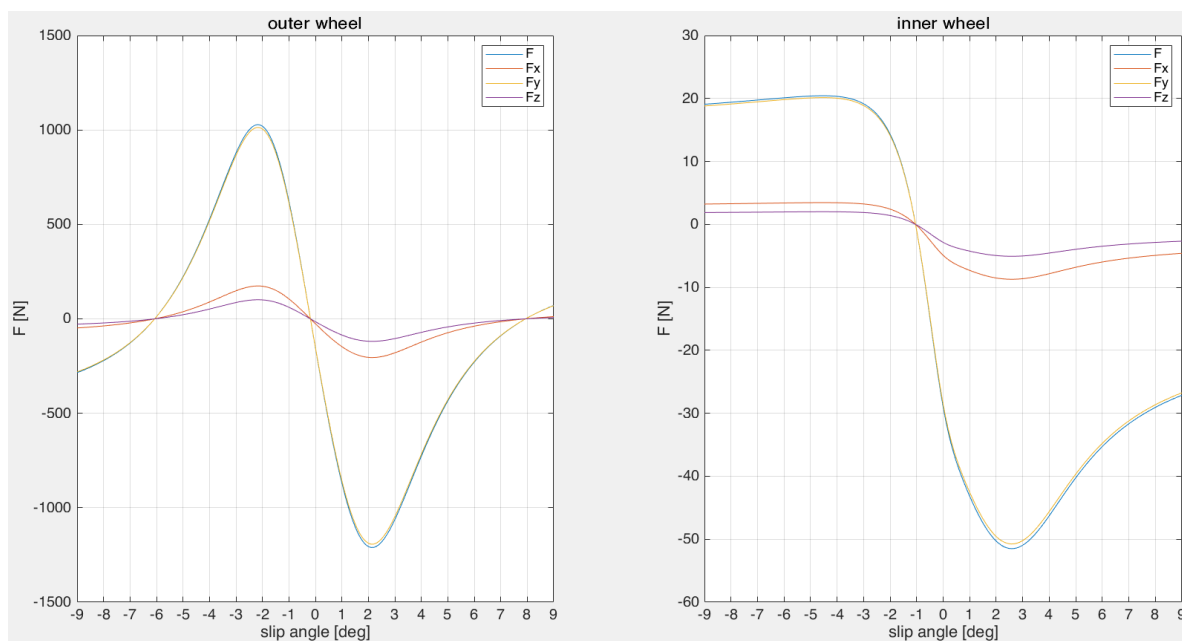
Kde:

M_{steer} [Nm] moment působící přes sloupek řízení na volant

R_{rack} [m] poloměr roztečné kružnice ozubeného pastorku v hřebenovém převodu

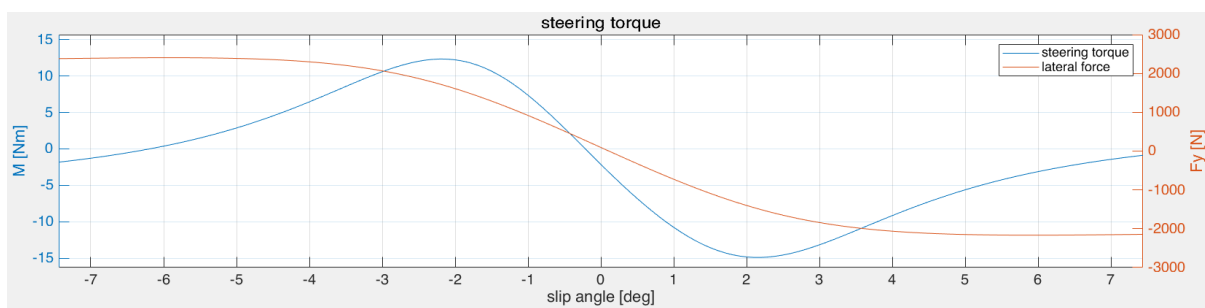
4.2 VÝPOČET V PROGRAMU MATLAB

Tento princip byl aplikován při výpočtu závislosti silového zatížení systému řízení na úhlu směrové úchylky při konstantním bočním přetížení. Díky tomu můžeme přesně určit maximální zatížení sestavy řízení, i úhel směrové úchylky, při kterém k tomuto zatížení dochází. Výpočet byl zrealizován v softwaru Matlab. Hodnoty bočních sil a vratného momentu byly odečítány z matematického modelu pneumatiky, vytvořeného kolegy na základě dat pneumatik Continental C18.



Obr. 14 Průběhy jednotlivých složek síly v tyči hřebenového převodu pro vnější a vnitřní kolo

Z grafů lze vidět že y-nová složka síly v tyči hřebene je dominantní. Je to dáno geometrickým uspořádáním tyče hřebene a spojovacích tyčí řízení. V grafu pro vnitřní kolo můžeme vidět značnou nesymetričnost. Ta je způsobena matematickým modelem pneumatiky, který není v tak nízkých zatíženích optimalizován. Na určení maximální síly v sestavě řízení to však nemá podstatný vliv, protože sílové zatížení od vnitřního kola je proti zatížení od pravého kola zanedbatelné.



Obr. 15 Průběh momentu ve sloupku řízení a boční síly v kontaktu pneumatiky s vozovkou v závislosti na úhlu směrové úchylky

Z grafu můžeme vyčíst, že systém řízení je zatížen maximální krouticím momentem při úhlu směrové úchylky 2° . $M_{\text{steer}} (\alpha = 2^\circ) = 15 \text{ Nm}$.

5 KONSTRUKCE HŘEBENE ŘÍZENÍ

Při návrhu hřebene řízení jsem vycházel z vlastního návrhu pro monopost Dragon 7, jehož konstrukce je popsána v bakalářské práci [5].

Na začátku návrhu bylo stanoveno několik počátečních parametrů hřebene řízení, které vycházely především z kinematiky mechanismu řízení a ergonomických požadavků řidiče.

Tab. 3 Počáteční parametry hřebene řízení

Kinematická délka [mm]	420
Chod hřebene [mm]	50
Úhlový rozsah natočení pastorku hřebene [°]	240
Redukce hmotnosti [%]	10

Základní koncept hřebene řízení zůstal shodný s hřebenem monopostu Dragon 7. Ocelový hřebenový převod uložen v domku hřebene řízení skládajícího se z CFRP nosné trubky a hliníkových domků ložisek.

5.1 HŘEBENOVÝ PŘEVOD

Jednou z hlavních inovací hřebene řízení pro monopost Dragon 8 je použití hřebenového převodu s šikmým ozubením namísto ozubení přímého. U šikmého ozubení jsou vždy v záběru minimálně 2 zuby, tím pádem jsou přechody mezi jednotlivými zuby plynulejší. Díky tomu se šikmé ozubení vyznačuje tišším a plynulejším chodem s výrazným potlačením krokování ozubení. Negativem šikmého ozubení je vznikající axiální síla v kontaktu jednotlivých zubů. Tato síla musí být zachycena v uložení ozubeného hřebene.

5.1.1 GEOMETRIE OZUBENÍ

Pro návrh ozubeného převodu byly zvoleny následující základní parametry:

modul: $m = 2 \text{ mm}$

čelní úhel záběru $\alpha_t = 20^\circ$

šířka ozubení $b = 10 \text{ mm}$

úhel sklonu zubů $\beta = 15^\circ$

Pro úhel sklonu zubů platí, že čím větší tím plynulejší je přechod mezi zuby, zároveň s rostoucím úhlem sklonu zubů roste axiální síla v ozubení. Úhel sklonu zubů pro hřeben řízení byl zvolen s ohledem na vyrobitelnost, jelikož firmy zabývající se zakázkovou výrobou ozubení nenabízí ozubení s větším úhlem sklonu zubů než 15° .

Pro převodový poměr ozubeného soukolí platí [4]:

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{\varphi_2}{\varphi_1} \quad (12)$$

Kde:

i	[-]	<i>převodový poměr</i>
z_1	[-]	<i>počet zubů hnacího kola</i>
z_2	[-]	<i>počet zubů hnaného kola</i>
φ_1	[°]	<i>úhel natočení hnacího kola</i>
φ_2	[°]	<i>úhel natočení hnaného kola</i>

Pro určení převodového poměru ozubeného hřebene je nutné znát několik dalších parametrů ozubení:

$$\text{rozteč zubů} \quad p = \pi \cdot m = \pi \cdot 2 = 6,283 \text{ mm} \quad (13)$$

$$\text{počet zubů na délce chodu hřebene} \quad z_2 = \frac{y_{rack}}{p} = \frac{50}{6,283} \doteq 8 \quad (14)$$

Kde:

y_{rack} [mm] *chod hřebene*

$$\text{úhlový rozsah volantu} \quad \varphi_2 = 240^\circ$$

Dále vycházíme z toho, že ve zvoleném úhlovém rozsahu volantu musí dojít k posunu hřebene o celý jeho chod. Pokud tedy převedeme ozubený hřeben na ozubené kolo s počtem zubů na zvolené délce chodu hřebene z_2 , musí dojít k otočení tohoto ozubeného kola o $\varphi_2 = 360^\circ$. Úpravou vztahu pro převodový poměr soukolí získáme vztah pro výpočet počtu zubů pastorku:

$$\text{počet zubů pastorku} \quad z_1 = z_2 \frac{\varphi_2}{\varphi_1} = 8 \cdot \frac{360}{240} = 12 \quad (15)$$

$$\text{převodový poměr} \quad i = \frac{z_1}{z_2} = 1,5 \quad (16)$$

Pomocí získaného převodového poměru můžeme dopočítat celou geometrii ozubení.

$$\text{výška hlavy zubu} \quad h_a = m = 2 \text{ mm} \quad (17)$$

$$\text{výška paty zubu} \quad h_f = 1,25 \cdot m = 2,5 \text{ mm} \quad (18)$$

$$\text{průměr roztečné kružnice} \quad d_1 = m \cdot z_1 = 2 \cdot 12 = 24 \text{ mm} \quad (19)$$

$$\text{průměr hlavové kružnice} \quad d_{a1} = d_1 + 2h_a = 24 + 2 \cdot 2 = 28 \text{ mm} \quad (20)$$

$$\text{průměr patní kružnice} \quad d_{f1} = d_1 - 2h_f = 24 - 2 \cdot 2,5 = 19 \text{ mm} \quad (21)$$

$$\text{tloušťka zubu, šířka zubové mezery} \quad s = e = \frac{p}{2} = 3,142 \text{ mm} \quad (22)$$

$$\text{hlavová vůle} \quad c = 0,25m = 0,25 \cdot 2 = 0,5 \text{ mm} \quad (23)$$

5.1.2 SILOVÉ PŮSOBNÍ V OZUBENÍ

Jedinou silou, která působí na ozubení je y-nová složka síly v tyči hřebene řízení. Silové působení v ozubení je dáno rozkladem této síly do souřadného systému ozubení. Maximální sílu F_y získáme z výpočtu silového působení v systému řízení popsaného v předchozí kapitole.

maximální hodnota síly od pravého kola $F_{hyR}(\alpha = -2,2) = 1210 \text{ N}$

maximální hodnota síly od levého kola $F_{hyL}(\alpha = -2,2) = 51 \text{ N}$

maximální hodnota y-nové složky síly $F_{hy} = F_{yR} + F_{yL} = 1210 + 51 = 1261 \text{ N}$

Silové působení v ozubení vyjádříme pomocí sil v tečném, radiálním a axiálním směru. [18]

tečná síla $F_T = F_y = 1261 \text{ N}$ (24)

radiální síla $F_R = F_T \cdot \tan \alpha_t = 1261 \cdot \tan 20^\circ = 458,97 \text{ N}$ (25)

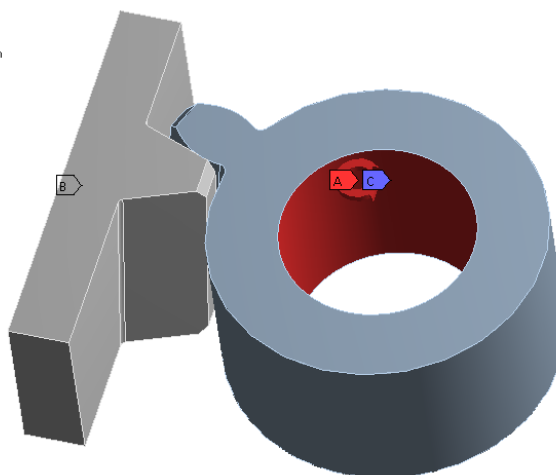
axiální síla $F_A = F_T \cdot \tan \beta = 1261 \cdot \tan 15^\circ = 337,88 \text{ N}$ (26)

Výsledné silové zatížení bude použito pro pevnostní analýzu tělesa hřebene řízení.

5.1.3 PEVNOSTNÍ ANALÝZA OZUBENÍ

Vzhledem ke specifickým podmínkám ozubení není možné využít analytického ověření pevnosti hřebenového převodu. Z tohoto důvodu jsem přistoupil k pevnostní analýze pomocí metody konečných prvků. Celou úlohu jsem zjednodušil na pevnostní analýzu dvojice šikmých zubů v záběru.

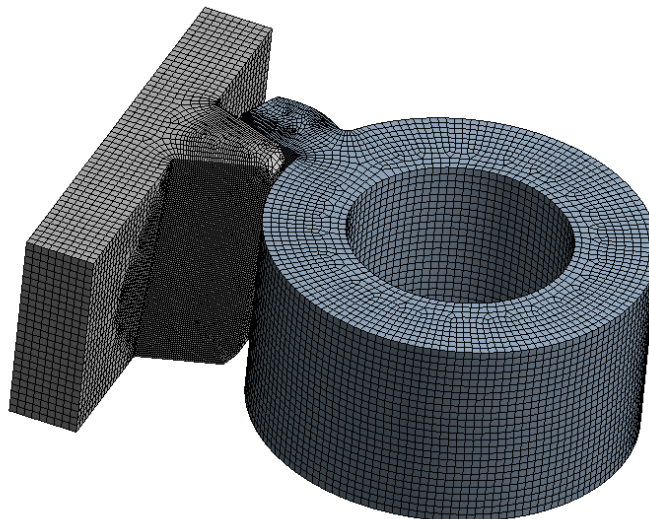
A Moment: 15000 N-mm
B Fixed Support
C Cylindrical Support: 0, mm



Obr. 16 Zjednodušený model ozubení pro pevnostní analýzu s počátečními podmínkami

Na zadní stěnu náhrady ozubeného hřebene byla použita vazba Fixed Support. Náhrada pastorku pak byla zavazbena použitím okrajové podmínky Cylindrical Support, která nahrazuje uložení v ložisku. Pomocí této vazby byly ploše, na kterou byl aplikován moment 15 Nm odebrány stupně volnosti v radiálním a axiálním směru, tangenciální směr zůstal volný. Mezi oběma zuby byl nastaven třecí kontakt s koeficientem tření 0,2.

Pro výpočtovou síť byla zvolena metoda Hex Dominant se základní velikostí elementu 0,4 mm. Na dotkových plochách zubů a jejich hranách byla velikost elementu zjemněna na 0,1 mm. Výsledná síť má 1 284 322 nodů a 352 227 elementů.



Obr. 17 Síť použitá pro pevnostní analýzu ozubení hřebenového převodu

Ozubená kola se kontrolují vzhledem ke dvěma napětím. Kontaktní napětí v dotyku a ohybové napětí v patě zubu.

ÚNOSNOST ZUBŮ V DOTYKU

Pro součinitel bezpečnosti v dotyku dle literatury [4] platí:

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT}}{\sigma_H} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X \quad (27)$$

Kde:

S_H	[-]	součinitel bezpečnosti v dotyku
σ_{Hlim}	[MPa]	mez únavy v dotyku
σ_H	[MPa]	napětí v dotyku
Z_{NT}	[-]	součinitel počtu cyklů
Z_L	[-]	součinitel maziva
Z_V	[-]	součinitel obvodové rychlosti
Z_R	[-]	součinitel drsnosti boku zubů
Z_W	[-]	součinitel tvrdosti
Z_X	[-]	součinitel velikosti

Mez únavy v dotyku pro použitou nitridovanou ocel k zušlechťování ČSN 15 142 s nejnižším stupněm kvality ML zjistíme z literatury [4], stejně tak i hodnoty všech použitých součinitelů.

mez únavy v dotyku $\sigma_{Hlim} = 788 \text{ MPa}$

součinitel počtu cyklů $Z_{NT} = 1$

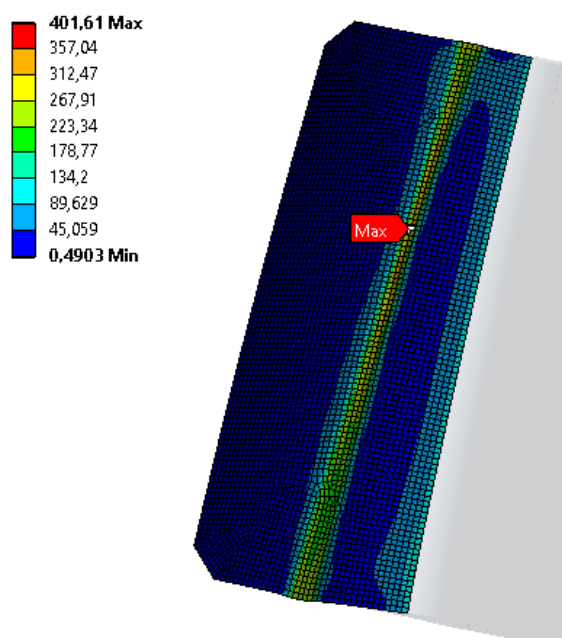
Součin součinitelů Z_L , Z_V a Z_R lze konzervativně stanovit pro ozubená kola s frézovaným ozubením:

$$Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R = 0,85$$

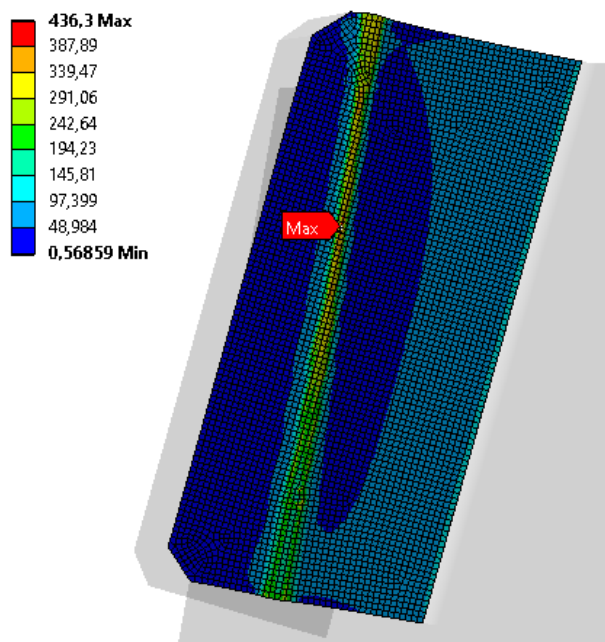
součinitel tvrdosti $Z_W = 1$

součinitel velikosti $Z_X = 1$

Napětí v dotyku stanovíme na základě provedené pevnostní analýzy.



Obr. 18 Napětí v dotyku na zubu pastorku



Obr. 19 Napětí v dotyku na zubu hřebene

napětí v dotyku na zubu pastorku $\sigma_{H1} = 402 \text{ MPa}$

napětí v dotyku na zubu hřebene $\sigma_{H2} = 436 \text{ MPa}$

Výsledné součinitele bezpečnosti v dotyku pro pastorek a hřeben tedy jsou:

Součinitel bezpečnosti v dotyku pastorku $S_{H1} = \frac{788 \cdot 1}{402} \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 1 = 1,67$

Součinitel bezpečnosti v dotyku hřebene $S_{H2} = \frac{788 \cdot 1}{436} \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 1 = 1,54$

Veškeré zahrnuté součinitele byly voleny konzervativně, včetně součinitele únavy v dotyku, který byl zvolen pro nekonečný počet cyklů. Proto považují výsledné součinitele bezpečností v dotyku za dostačující.

ÚNOSNOST ZUBŮ V OHYBU

Pro součinitel bezpečnosti v ohybu dle literatury [4] platí:

$$S_F = \frac{\sigma_{FE} \cdot Y_{NT}}{\sigma_F} \cdot Y_X \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \quad (28)$$

Kde:

S_F	[-]	součinitel bezpečnosti v ohybu
σ_{FE}	[MPa]	mez únavy v ohybu
σ_F	[MPa]	napětí v ohybu
Y_{NT}	[-]	součinitel počtu cyklů
Y_X	[-]	součinitel velikosti
$Y_{\delta relT}$	[-]	poměrný součinitel vrubové citlivosti
Y_{RrelT}	[-]	poměrný součinitel drsnosti v oblasti patního přechodu zubu

Mez únavy v ohybu pro použitou nitridovanou ocel k zušlechťování ČSN 15 142 s nejnižším stupněm kvality ML byla určena z literatury [4], stejně tak i hodnoty všech použitých součinitelů.

mez únavy v ohybu $\sigma_{FE} = \sigma_{Flim} \cdot 2 = 258 \cdot 2 = 516$

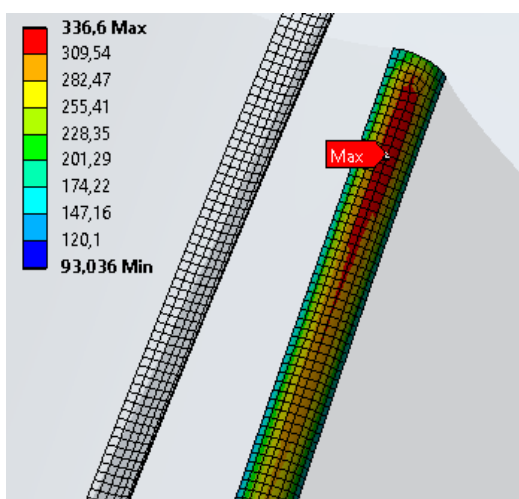
součinitel počtu cyklů $Y_{NT} = 1$

součinitel velikosti $Y_X = 1$

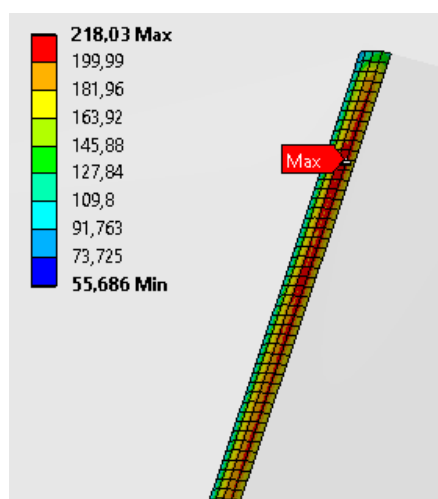
poměrný součinitel vrubové citlivosti $Y_{\delta relT} = 1$

poměrný součinitel drsnosti $Y_{RrelT} = 0,9$

Napětí v ohybu zjistíme z provedené pevnostní analýzy.



Obr. 20 Napětí v ohybu na patě zubu pastorku



Obr. 21 Napětí v ohybu na patě zubu hřebene

napětí v ohybu na patě zubu pastorku $\sigma_{F1} = 337 \text{ MPa}$

napětí v ohybu na patě zubu hřebene $\sigma_{F2} = 218 \text{ MPa}$

Výsledné součinitele bezpečnosti v ohybu tedy jsou:

$$\text{Součinitel bezpečnosti v ohybu pastorku} \quad S_{F1} = \frac{516 \cdot 1}{337} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,9 = 1,38$$

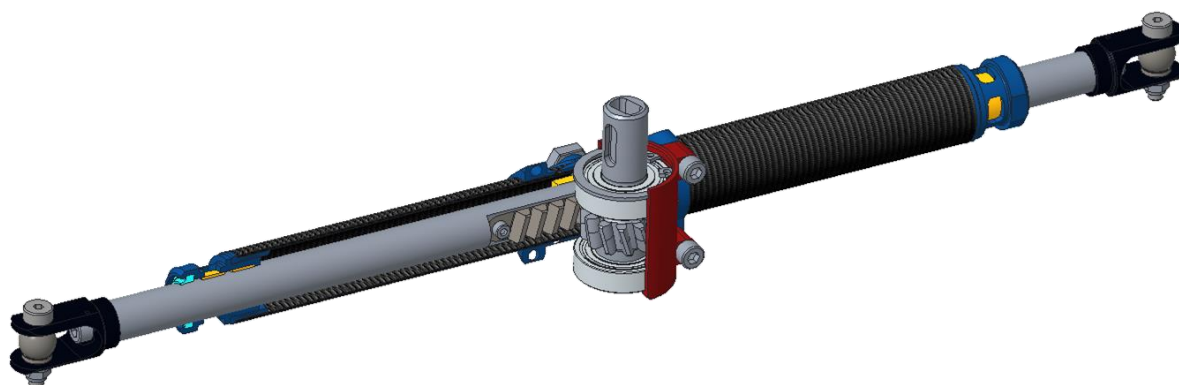
$$\text{Součinitel bezpečnosti v ohybu hřebene} \quad S_{F2} = \frac{516 \cdot 1}{218} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,9 = 2,13$$

Stejně jako u únosnosti zubů v dotyku byly dané součinitele voleny konzervativně, a součinitel počtu cyklů byl zvolen pro nekonečný počet cyklů. Proto považují výsledné součinitele bezpečnosti za dostatečné.

5.2 TĚLESO HŘEBENE ŘÍZENÍ

Hřebenový převod je uložen v tělese hřebene řízení. Hlavní částí tělesa je CFRP trubka, která tvoří jeho nosnou část. K této trubce jsou poté lepeným spojem připevněny domky ložisek z hliníkové slitiny, ve kterých jsou uloženy ozubený pastorek a tyč ozubeného hřebene. Těleso hřebene řízení plní také ochrannou funkci a zabraňuje vniknutí nečistit do hřebenového převodu.

Základní koncept tělesa hřebene řízení zůstal stejný s domkem použitým v monopostu Dragon 7. [BP] Jedinou změnou je použití jediné centrální CFRP trubky místo předchozích dvou. Díky tomu mohl být držák domku pastorku ještě více odlehčen.



Obr. 22 Řez kompletní sestavou hřebene řízení monopostu Dragon 8

5.2.1 PEVNOSTNÍ ANALÝZA TĚLESA HŘEBENE ŘÍZENÍ

Těleso hřebene řízení bylo podrobeno strukturální analýze napjatosti, s cílem získání koeficientů bezpečnosti navržených komponent a ověřit jeho maximální deformaci.

Pro analýzu byl použit model tělesa hřebene řízení bez hřebenového převodu, tyče hřebene řízení a ložisek. CFRP trubce byly přiřazeny materiálové vlastnosti oceli. Lepené spoje byly nahrazeny vazbou Bonded stejně jako závit. V místě uchycení domku hřebene řízení do držáků byla nastavena okrajová podmínka Fixed Support.

Zatěžování bylo rozděleno do dvou kroků. V prvním kroku došlo k předeptnutí šroubových spojů silou 4000 N. V druhém kroku byly zatíženy domky kluzných ložisek od jednotlivých složek sil působících na tyč hřebene řízení (viz kapitola 4.2). Domek pastorku byl poté zatížen pomocí zatížení Bearing_Load reakcemi na síly působící v hřebenovém převodu, kdy tečnou a radiální složku zachytávají kuličková ložiska (respektive plochy pro kuličková ložiska), axiální složku poté zachytává pojistný kroužek (respektive horní hrana drážky pro pojistný kroužek).

Analýza byla provedena 2x jednou při průjezdu pravou zatáčkou, podruhé při průjezdu levou zatáčkou. Zatížení v obou případech se liší pouze směrem sil a prvkem zachycující axiální sílu, kdy v druhém případě je axiální síla od ozubení zachycena osazením na domku pastorku.

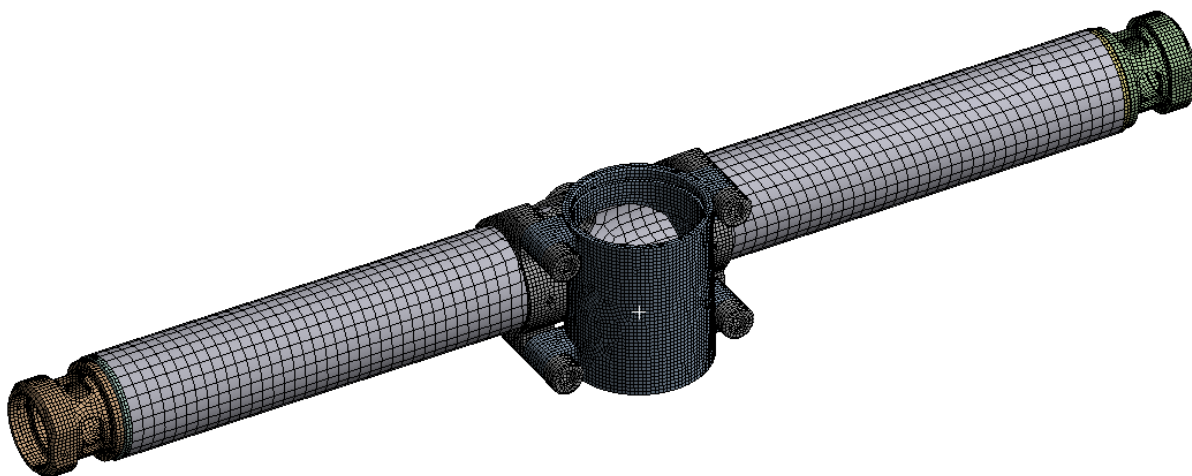


Obr. 23 Okrajové podmínky pevnostní analýzy domku hřebene řízení při průjezdu levou zatáčkou



Obr. 24 Okrajové podmínky pevnostní analýzy domku hřebene řízení při průjezdu pravou zatáčkou

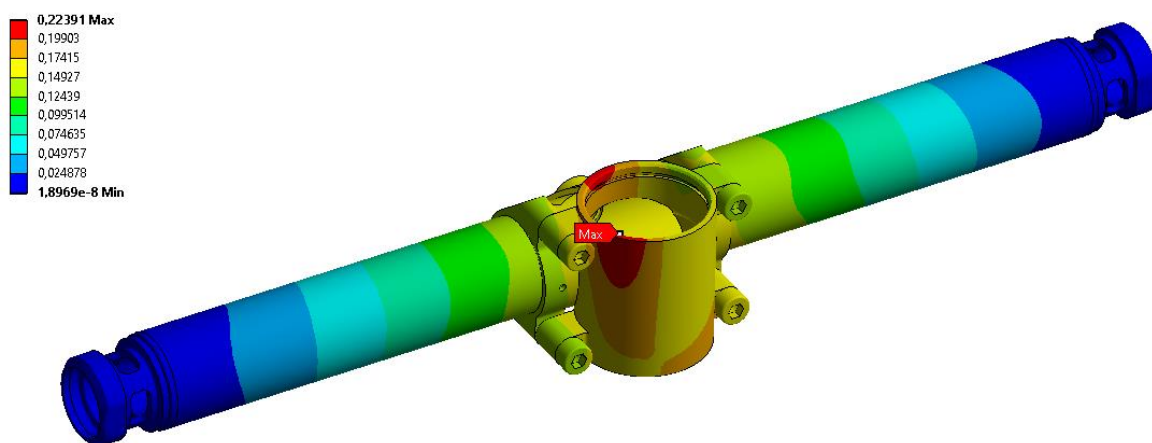
Pro výpočtovou síť byla použita metoda Hex dominant, pro nosnou trubku byla zvolena velikost elementu 3 mm a pro domky ložisek 1 mm. Výsledná síť obsahuje 375767 nodů a 105224 elementů.



Obr. 25 Síť pro pevnostní analýzu domku hřebene řízení

Při porovnávání výsledků analýzy při průřezu pravou a levou zatáčkou bylo zjištěno, že výsledky obou analýz se téměř shodují. Toto zjištění bylo předpokládáno již dříve, jelikož se jedná o téměř symetrická zatížení. Následně uvádím pouze výsledky ze simulace průřezu levou zatáčkou.

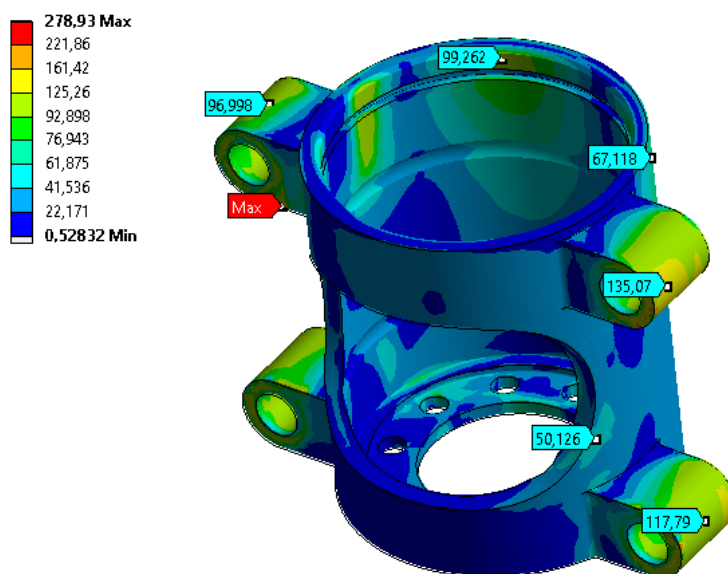
Hlavním výstupem pevnostní analýzy tělesa hřebene řízení je jeho celková deformace. Nejenže zde platí požadavek na co nejvyšší tuhost celého systému řízení, ale zároveň s rostoucí deformací dochází ke změně osové vzdálenosti pastorku a hřebene a tím pádem ke vzniku vůle v hřebenovém převodu a zvýšení krokování převodu.



Obr. 26 Celková deformace tělesa hřebene řízení

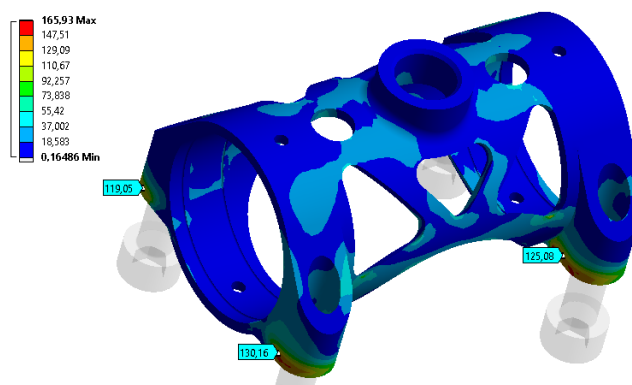
Vzhledem k výsledné maximální deformaci 0,22 mm a průměrné deformaci po obvodu uložení ložisek pastorku lze těleso hřebene řízení považovat za dostatečně tuhé.

Výsledná redukovaná napětí dle hypotézy HMH na domku pastorku a jeho držáku mají spíše kontrolní charakter.



Obr. 27 Rozložení redukovaného napětí HMH na domku pastorku

Z výsledného rozložení redukovaného napětí dle hypotézy HMH na domku pastorku je zřejmé, že zatížení od předepjatých šroubových spojů způsobuje vyšší napětí než zachycené reakční síly od hřebenového převodu. Pokud neuvažujeme maximální napětí, které vychází v místě hrany je nejvyšší redukované napětí na domku pastorku rovno 135 MPa. Mez kluzu použité hliníkové slitiny EN AW 7075 je 470 MPa. Výsledná bezpečnost domku pastorku je tedy 3,48. Další odebrání materiálu však vzhledem k náročnosti výroby a požadavku na minimální deformaci daného dílu není vhodné.

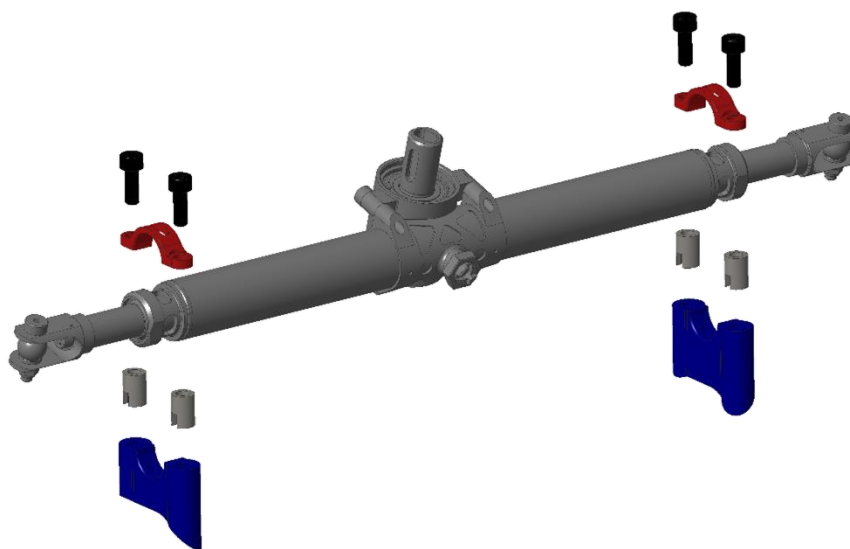


Obr. 28 Rozložení redukovaného napětí HMH na držáku domku pastorku

Z rozložení redukovaného napětí u držáku domku pastorku je zřejmé, že nejvyšší napětí se vyskytují u zakončení šroubového spoje, přes který se přenáší zatížení domku pastorku. Maximální napětí držáku domku pastorku je 166 MPa. Držák domku pastorku je vyroben ze stejné hliníkové slitiny jako domek pastorku s mezí kluzu 470 MPa. Výsledný koeficient bezpečnosti držáku je tedy 2,83. Stejně jako u domku pastorku vzhledem k náročnosti výroby již není vhodný další úběr materiálu.

5.3 ULOŽENÍ HŘEBENE ŘÍZENÍ V MONOPOSTU DRAGON 8

Dle pravidla T 2.6.9 musí být hřeben řízení mechanicky připojen k rámu vozidla. Pro snížení hmotnosti byly přepracovány držáky hřebene řízení, které se nyní skládají ze dvou částí. Spodní část je vyrobena z polymeru s obchodním označením Ertalon byla zalaminována do karbonového monokoku. Jelikož je spodní část vyrobena z polymeru, musely do ní být vsazeny samořezné závitové vložky. Hřeben je následně vsazen do spodní části a zajištěn šrouby pomocí horní objímky vyrobené z hliníkové slitiny EN AW 7075 T6. Použitím tohoto systému byla ušetřena hmotnost díky vynechání insertu v monokoku a spojovacího materiálu nutného k připevnění samostatného držáku.

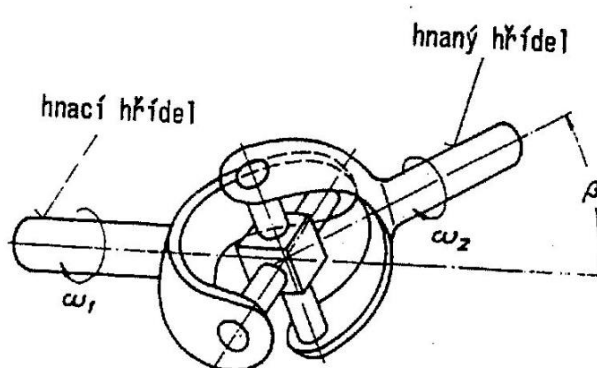


Obr. 29 Uložení hřebene řízení v monopostu Dragon 8

6 KONSTRUKCE SLOUPKU ŘÍZENÍ

Díky použití hřebene řízení vlastní konstrukce jsme byli schopni zvolit převodový poměr hřebenového převodu tak aby odpovídal námi požadovanému úhlovému rozsahu volantu. Bez nutnosti upravovat úhlový rozsah v úhlové převodce sloupku řízení můžeme přistoupit k použití sloupku řízení s kardanovými klouby. Další benefity tohoto přístupu je již zmíněné odstranění kuželových kol, ve kterých docházelo ke krokování systému řízení a také snížení hmotnosti celé sestavy sloupku řízení.

Kardanový kloub se skládá z dvojice vidliček, které jsou spojeny křížem. Kříž je ve vidličkách uložen pomocí ložisek, které dovolují jeho volné otáčení. Nejčastěji se pro tyto účely používají jehličková ložiska.



Obr. 30 Schéma kardanova kloubu [13]

Kardanovy klouby můžeme rozdělit na dva typy [3]:

S ÚPLNOU MISKOU LOŽISKA

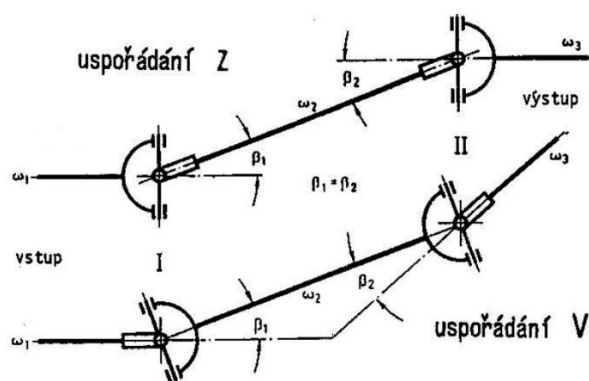
Tento typ kloubu je rozebíratelný, kdy jsou ložisková pouzdra zajištěna pojistným kroužkem nebo podložkou. Díky tomu mohou být ložisková pouzdra po čase vyměněna.

S MISKOVÝMI LOŽISKY

U tohoto typu kloubu jsou ložisková pouzdra zalisována a zatěsněna bez možnosti výměny. Pouzdra se musí mazat v intervalech určených výrobcem.

Nerovnoměrnost chodu kardanového kloubu může být odstraněna použitím dvojice kardanových kloubů. Aby bylo dosaženo vyrušení nerovnoměrnosti chodu, musí být splněny následující tři podmínky.

- úhel sklonu prvního kloubu musí být stejný jako úhel sklonu kloubu druhého - $\beta_1 = \beta_2$
- obě rozvidlení střední hřídele musí ležet v jedné rovině
- oba kardanovy klouby musí ležet v jedné rovině

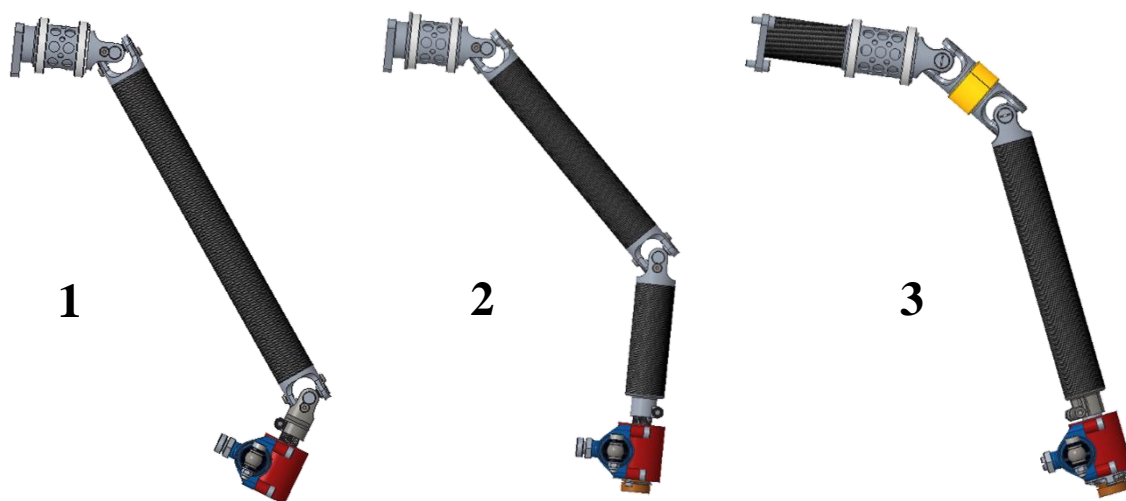


Obr. 31 Schéma spojení dvojice kardanových úhlů aby došlo k potlačení nerovnoměrnosti chodu [13]

Pro sloupek řízení monopostu Dragon 8 jsem se rozhodl použít dvojici kardanových kloubů. Použití samostatného kardanova kloubu bylo zamítnuto s ohledem na ergonomii řidiče, kterému by nerovnoměrnost chodu kardanova kloubu mohla dělat problémy při ovládání monopostu.

6.1 USPOŘÁDÁNÍ KARDANOVÝCH KLOUBŮ

Vzhledem k omezenému stavebnímu prostoru uvnitř monokoku monopostu Dragon 8 a dané poloze hřebene řízení bylo navrženo několik variant uspořádání dvojice kardanových kloubů.



Obr. 32 Varianty uložení kardanových kloubů v monopostu Dragon 8

VARIANTA 1

První variantou je umístění jednoho kloubu u hřebene řízení, a druhého u hřídele volantu. Výhodou této varianty je nízká hmotnost daná použitím minima dílů. Nevýhodou jsou ovšem ostré úhly kardanových kloubů, které vedou k horšímu rozkladu sil a nepřírozenému trhanému pohybu kardanových kloubů. Další nevýhodou je vysoká prostorová náročnost zejména na délku celého sloupku řízení.

VARIANTA 2

Druhou variantou je umístění prvního kardanova kloubu dále od hřebene řízení, druhý kardanův kloub zůstává u hřídele volantu. Díky tomuto řešení dojde ke zmenšení úhlů kardanových kloubů, avšak problematickým se stává uložení celého sloupku řízení, které by nebylo dostatečně tuhé. Zároveň by došlo ke zvýšení hmotnosti oproti první variantě.

VARIANTA 3

Třetí variantou je zkrácení střední hřídele dvojice kardanových kloubů na minimální délku a umístění celé dvojice u hřídele volantu. Toto řešení se vyznačuje jak vyhovujícími úhly kardanových kloubů tak také poměrně snadným uložením. Nevýhodou zůstává vyšší hmotnost sloupku řízení.

Vzhledem k požadavku na co nejvyšší torzní tuhost systému řízení zároveň s co nejplynulejším chodem byla nakonec vybrána třetí varianta i přes vyšší hmotnost tohoto řešení. Na koncích sestavy dvojice kardanových kloubů budou pomocí lepeného spoje připevněny CFRP trubky spojující dvojici s hřebenem řízení a volantem.

6.2 KONSTRUKCE DVOJICE KARDANOVÝCH KLOUBŮ

Na začátku návrhu dvojice kardanových kloubů byly vzhledem k vybranému uspořádání kloubů a prostorovému omezení zvoleny základní parametry celé sestavy:

- vidličky kardanových kloubů vyrobeny z hliníkové slitiny
- křížky kardanových kloubů vyrobeny z vysokopevnostní oceli
- úhly kardanových kloubů $\beta_1 = \beta_2 = 33^\circ$
- maximální průměr hřídelí $D_{max} = 30 \text{ mm}$

Nejdříve byl v průběhu návrhu dvojice kardanových kloubů navrženo uložení křížku ve vidličkách kloubů. Následně byl navrhnut samotný křížek a hřídele s vidličkami kardanových kloubů. Při návrhu byl brán ohled na dosažení co nejlepšího poměru hmotnosti / tuhosti celého systému.

6.2.1 POŽADAVKY NA SESTAVU DVOJICE KARDANOVÝCH KLOUBŮ

Při návrhu kardanova kloubu je nutné brát v úvahu několik požadavků, které musí výsledný koncept splňovat. Základní požadavky na navrhovanou sestavu kardanova kloubu jsou sepsány níže.

SMONTOVATELNOST CELÉ SESTAVY

Při návrhu sestavy je nutné brát ohled na smontovatelnost výsledné sestavy. Zejména při návrhu v omezeném prostoru, kdy je vůle mezi jednotlivými částmi minimální. Kritickou podmínkou pro smontovatelnost kardanova kloubu je zvolit velikost a uložení křížku tak aby se daly vložit do vidliček kloubu bez nutnosti vidličky ohýbat nebo jinak deformovat.

ROZEBÍRATELNOST SESTAVY

Vedle smontovatelnosti je také důležitá rozebíratelnost sestavy. V případě poruchy části kloubu nebo jeho uložení je nutné umožnit rozebrání kloubu tak aby mohla být vyměněna pouze poškozená část nikoli celý kloub. Z tohoto důvodu není vhodné použití miskových ložisek pro uložení křížku kardanova kloubu.

ZAJIŠTĚNÍ SESTAVY PROTI SAMOVOLNÉMU UVOLNĚNÍ

Sestava kardanových kloubů bude v monopostu vystavena nejen silovému působení v systému řízení ale také vibracím vyvolaným nerovnostmi vozovky nebo vibracím od pohonné jednotky. Vibrace mají tendenci vysunovat uložení křížku a mohou zapříčinit rozpadnutí celé sestavy. Proto by mělo být uložení křížku mechanicky zajištěno.

ÚNOSNOST ULOŽENÍ KŘÍŽKU

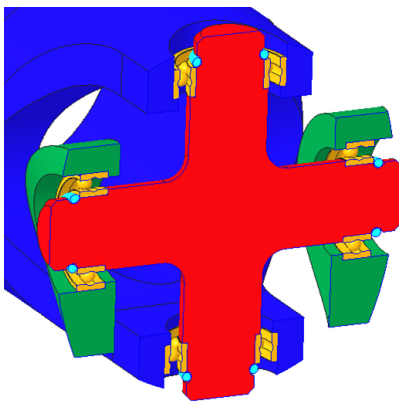
Pro uložení křížku kardanova kloubu by měla být zvolena vhodná ložiska s dostatečnou životností. Vznik vůle v uložení křížku se projeví vůlí v celém systému řízení. Vůle v kardanově kloubu může také vést ke zvýšenému namáhání, zejména od rázů, díky kterému může dojít k destrukci celého kloubu nebo jeho části.

6.2.2 ULOŽENÍ KŘÍŽKU KARDANOVA KLOUBU

S návrhem uložení křížku kardanových kloubů souvisí také výběr vhodných ložisek. Nejčastěji používané domky s jehličkovými ložisky nejsou zejména pro jejich větší vnější rozměry vhodné. Proto bylo rozhodováno mezi použitím ložisek kuličkových nebo kluzných. S uložení křížku kloubů souvisí systém zajištění ložisek proti samovolnému uvolnění a vysunutí. Na základě použitelných ložisek a systému zajištění byly vytvořeny tři koncepty uložení.

ULOŽENÍ V KULIČKOVÝCH LOŽISCÍCH ZAJIŠTĚNÝCH POJISTNÝM KROUŽKEM

V tomto konceptu je křížek uložen v kuličkových ložiscích zapuštěných do vidliček kloubu. Ložiska jsou zajištěna pojistným kroužkem. Sestavování celé sestavy kardanova kloubu by probíhalo vložením křížku mezi vidličky, následně by byla kuličková ložiska zalisována z vnější strany vidliček a zajištěna pojistným kroužkem.



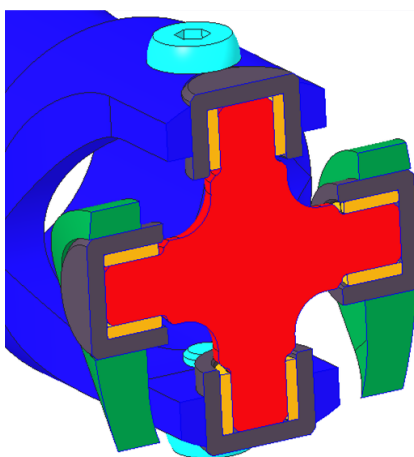
Obr. 33 Koncept uložení křížku kloubu v kuličkových ložiscích zajištěných pojistným kroužkem

Výhodou tohoto konceptu je nízký odpor kuličkových ložisek, který přispívá k nízkým ovládacím silám systému řízení. Další výhodou je možnost použití pojistného kroužku, který zajišťuje ložisko podél celého obvodu.

Nevýhodou tohoto konceptu je poměrně nízká únosnost kuličkových ložisek, bylo by tedy nutné použití větších ložisek. Maximální velikost ložisek je však omezena velikostí vidliček kloubu. Druhým negativem je délka jednotlivých nožek křížku, která komplikuje smontovatelnost sestavy, tím se zároveň zmenšuje prostor pro případné vyztužení křížku.

ULOŽENÍ V KLUZNÝCH LOŽISCÍCH ZAJIŠTĚNÝCH ŠROUBY S ROZŠÍŘENOU HLAVOU

Další možností je použití kluzných ložisek, ty však musí být uloženy v pouzdrech, které až následně mohou být zalisovány do vidliček kloubu. Tímto se systém podobá použití jehličkových ložisek. Kluzná ložiska se avšak dodávají i v menších velikostech. K zajištění pouzder slouží šroub s rozšířenou hlavou. Sestavování celé sestavy je podobné tomu z předchozího konceptu, kdy se křížek nejdříve zasune do vidličky a poté se z druhé strany zalisuje pouzdro s ložiskem.



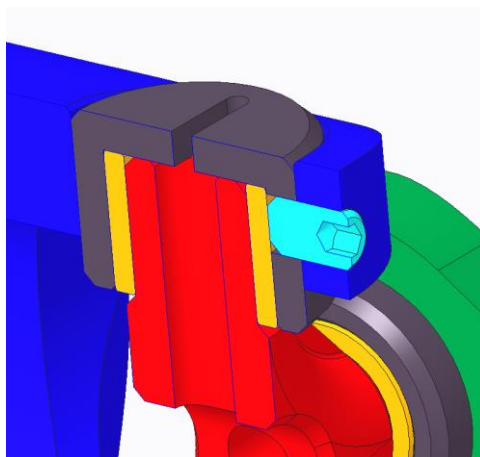
Obr. 34 Koncept uložení křížku kloubu v kluzných ložiscích zajištěných šroubem s rozšířenou hlavou

Výhodou tohoto uložení je vysoká únosnost kluzných ložisek společně s jejich malými rozměry. Další výhodou jsou kratší nožky křížku, díky tomu je prostor pro případné vyztužení křížku větší.

Naopak největší nevýhodou je vyšší odpor kluzných ložisek, který zvyšuje ovládací síly řízení. Dále je zde nutnost použití ložiskových pouzder, které společně se zajišťovacími šrouby přidávají hmotnost.

ULOŽENÍ V KLUZNÝCH LOŽISCÍCH ZAJIŠTĚNÝCH STAVĚCÍMI ŠROUBY

Poslední koncept uložení křížku se od předchozího liší pouze použitím stavěcích šroubů pro zajištění ložiskových pouzder proti vysunutí. Díky tomu došlo k mírnému snížení hmotnosti.



Obr. 35 Detail zajištění ložiskového pouzdra pomocí stavěcího šroubu

Zejména kvůli omezenému prostoru zástavby byla nakonec vybrána poslední varianta uložení. Tento koncept vychází nejlépe také z pohledu hmotnosti. Velký odpor ložisek bude moci být částečně zmírněn pomocí externího mazání PTFE mazivem.

Pro uložení byly vybrána kluzná ložiska PCM 060806 od firmy SKF. Jedná se o samomazné kluzné ložisko s PTFE potahem. Dále byla do zadní stěny domku ložisek vytvořena drážka pro možnost vytlačování kluzného ložiska z domku (viz Obr. 35).

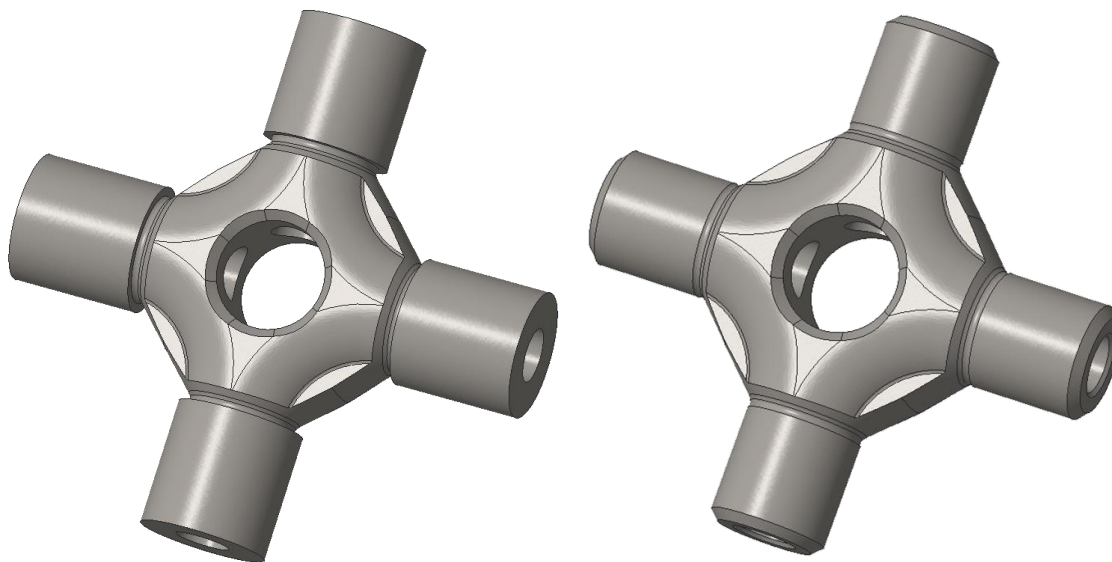
6.2.3 KONSTRUKCE KŘÍŽKU A HŘÍDELÍ DVOJICE KARDANOVÝCH KLOUBŮ

KONSTRUKCE KŘÍŽKU

Nejvíce namáhanou součástí kardanového kloubu je jeho křížek, ten přenáší moment z hnací vidličky na hnanou, jeho tuhost je tak kritická pro torzní tuhost celého kardanova kloubu. Spolu s požadavkem na maximální tuhost jsou také značně omezeny jeho vnější rozměry, jelikož se nachází v prostoru mezi oběma vidličkami.

Velikost funkčních ploch na dřívku křížku je dána rozměry použitých kluzných ložisek. Dále byly po obvodu křížku vytvarovány žebra pro zvýšení jeho tuhosti. Jelikož je většina zatížení převáděna po obvodu křížku přes žebra, byla středem křížku vedena odlehčovací díra. Stejně tak středy všech čtyř dřívků křížku.

Pro výrobu křížku byla zvolena metoda kovového 3D tisku z vysokopevnostního ocelového prášku 1.2709. Použití kluzných ložisek vyžaduje přesné tolerance rozměrů dřívku spolu s nízkou drsností povrchu. Z tohoto důvodu byl na 3D tiskárně vytisknut křížek s přídavky pro následné obrobení ploch pro kluzná ložiska.



Obr. 36 Polotovár (vlevo) a výsledný obrobek křížku kardanového kloubu

Pro snadnější obrobení funkčních ploch dřívků byly na konci každé plochy vytvořeny technologické zápichy pro výjezd nože. Tyto zápichy avšak tvoří značný vrub ve kterém bude křížek nejvíce namáhaný.

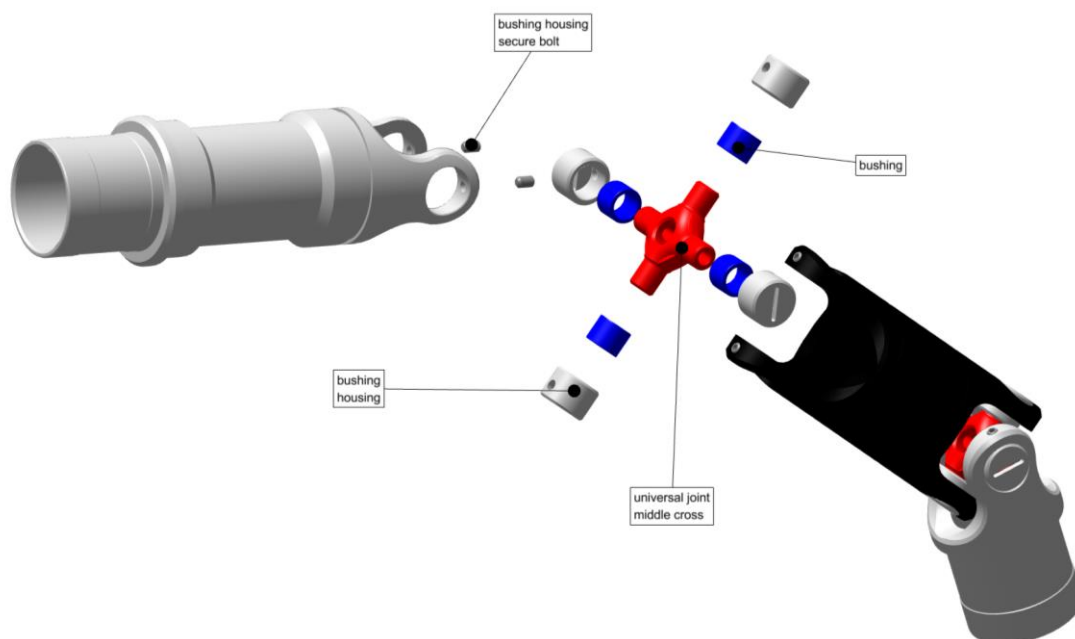
KONSTRUKCE HŘÍDELÍ S VIDLIČKAMI KARDANOVÝCH KLOUBŮ

V kompletní sestavě dvojice kardanových kloubů se nachází tři hřídele s vidličkami. Jedná se o hřídel volantu, střední hřídel a hřídel sloupku řízení. I když jsou jednotlivé hřídele konstrukčně odlišné, geometrie vidliček kardanových kloubů byla použita na všech hřídelích stejná.



Obr. 37 Hřídele sestavy dvojice kardanových kloubů (zleva: hřídel volantu, střední hřídel, hřídel sloupku řízení)

Hřídele byly stejně jako křížky konstruovány pro dosažení co nejvyšší torzní tuhosti. Jelikož nejsou tak zatěžovány jako křížky, byla pro ně zvolena hliníková slitina EN AW 7075 T6. V místě přechodu vidličky do těla hřídele muselo být uděláno vybrání, aby při zatáčení nevznikla kolize protějších vidliček.



Obr. 38 Rozpad celé sestavy dvojice kardanových kloubů

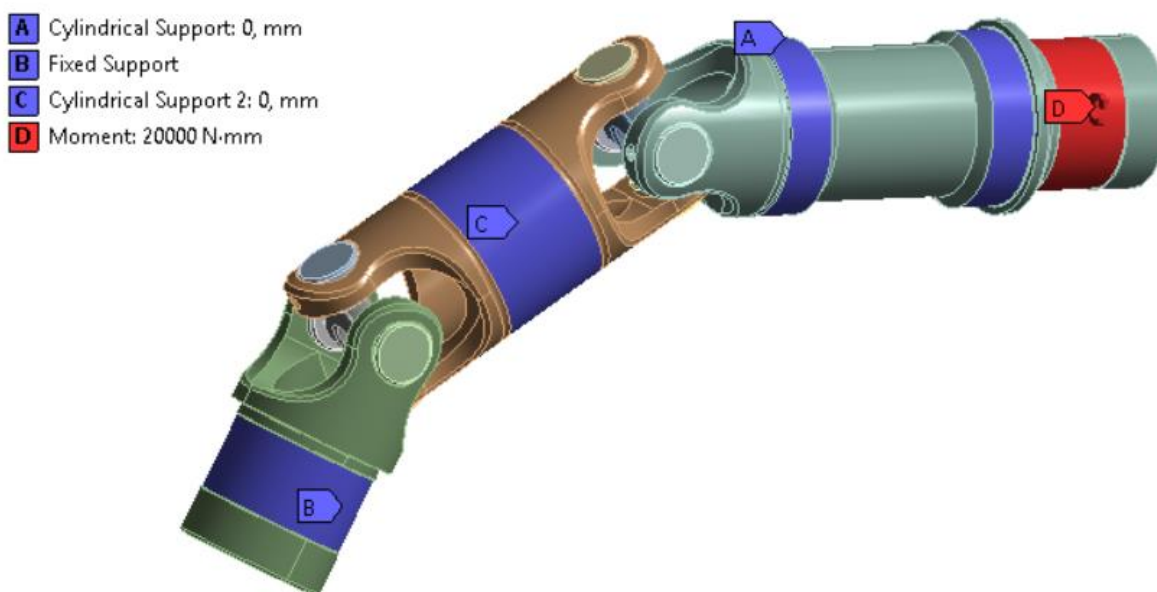
6.2.4 STRUKTURÁLNÍ ANALÝZA NAPJATOSTI SESTAVY DVOJICE KARDANOVÝCH KLOUBŮ

Pro získání součinitelů bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti a kontrole maximálních deformací byla provedena pevnostní analýza pomocí metody konečných prvků.

POČÁTEČNÍ PODMÍNKY ANALÝZY

Nejdříve musel být upraven model celkové sestavy dvojice kardanových kloubů, kdy byla ložisková pouzdra s ložisky nahrazena náhradami. Poté byly nastaveny kontakty mezi jednotlivými díly sestavy. Mezi náhradami ložiskových domků a vidličkami byl nastaven kontakt Bonded, který dané součásti na pevně spojí. V místě styku dřívků křížků s náhradami kluzných ložisek byl nastaven třecí kontakt s koeficientem tření 0,2.

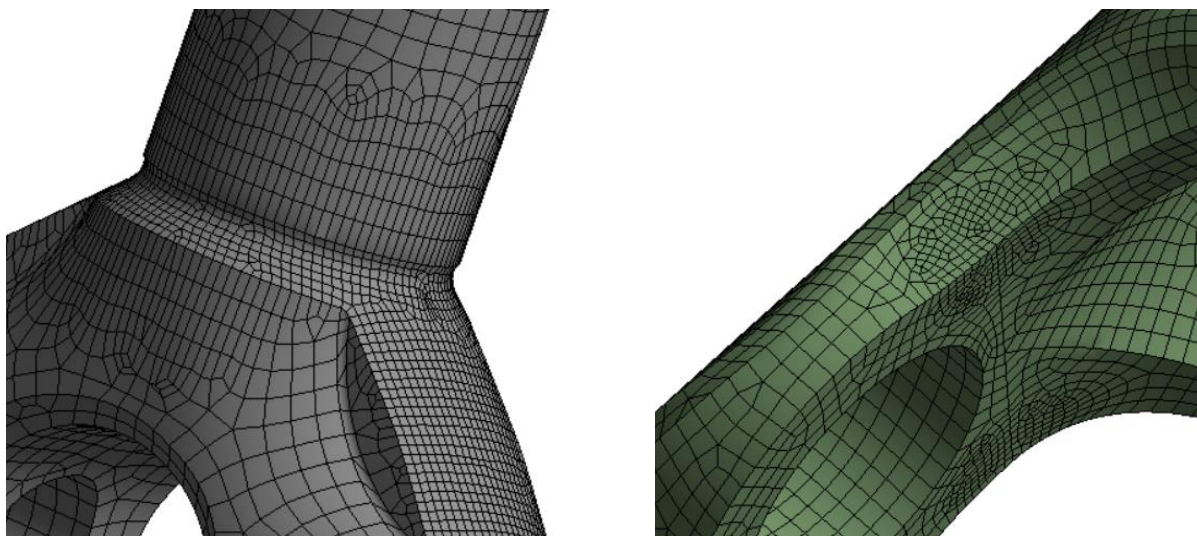
Poté byly určeny okrajové podmínky a zatížení celé sestavy. Na plochy hřídele volantu pro kuličková ložiska byla použita vazba Cylindrical Support, která jí odebrala stupně volnosti v axiálním a radiálním směru, tangenciální byl ponechán volný. Takto nastavená vazba nahrazuje uložení v kuličkových ložiscích. Na plochu pro kluzné ložisko střední hřídele byla také použita vazba Cylindrical Support, posuv v axiálním směru byl však ponechán volný jelikož se jedná o náhradu kluzného ložiska. V místě lepeného spoje na hřídeli sloupku řízení byla použita vazba Fixed Support zatímco v místě lepeného spoje na hřídeli volantu byl umístěn moment o velikosti 20 Nm.



Obr. 39 Okrajové podmínky pevnostní analýzy dvojice kardanových kloubů

Pevnostní analýza byla provedena celkem 7 krát, pokaždé s jiným natočením kardanových kloubů v rozmezí od 0° do 90° po 15° krocích. Důvodem pro provedení tolika analýz bylo zjistit, jak se mění napětí v sestavě kardanových kloubů při otáčení.

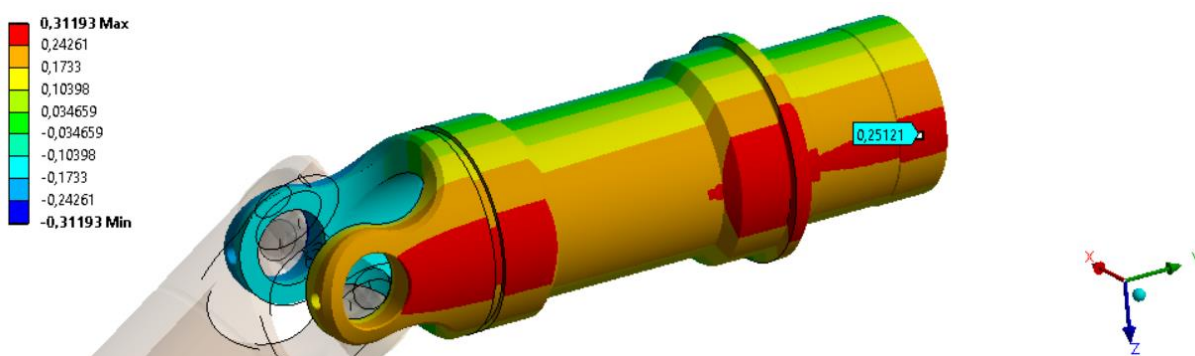
Pro vytvoření výpočtové sítě byla použita metoda Hex Dominant. Základní velikost prvku sítě pro náhrady ložisek byla zvolena 1 mm, pro hřídele 0,8 mm a pro křížky 0,5 mm. U křížků byla síť zjemněna v místech zápichu na velikost elementu 0,2mm. Síť byla také zjemněna v místě vybrání vidliček na velikost elementu 0,3 mm. Konečná síť má



Obr. 40 Detail sítě v zápichu křížku a v místě vybrání vidliček

DEFORMACE SESTAVY DVOJICE KARDANOVÝCH ÚHLŮ

Pro vyhodnocení tuhosti celkové sestavy dvojice kardanových kloubů je nejvhodnější sledovat deformaci hřídele volantu ve svislé ose Z při nulovém natočení sestavy kardanových kloubů. Tato deformace lze pomocí goniometrických funkcí snadno přepočítat na deformaci úhlovou natočení hřídele v místě lepeného spoje.



Obr. 41 Deformace hřídele volantu ve svislé ose Z

Deformace v místě lepeného spoje je 0,25 mm a poloměr hřídele v tomto místě je 13 mm. Pro úhlovou deformaci platí:

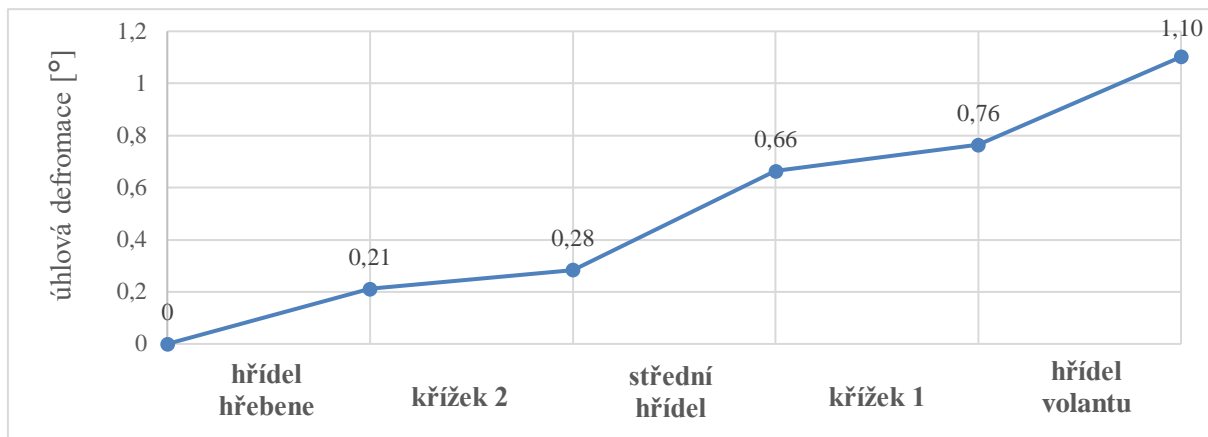
$$\tan \Delta \varphi = \frac{\Delta Z}{R_h} = \frac{0,25}{13} \doteq 0,019 \text{ rad} = 1,09^\circ \quad (29)$$

Kde:

$\Delta \varphi$	$[\circ]$	úhlová deformace
ΔZ	$[mm]$	deformace v ose Z
R_h	$[mm]$	poloměr hřídele v místě deformace

Úhlová deformace v hodnotách okolo 1° je pro systém řízení hraniční ale stále přijatelná. Nesmíme zapomínat, že se jedná o deformaci při největším bočním přetížení, kterého monopost dosahuje v zatáčkách s velkým poloměrem. V zatáčkách s menšími poloměry, kde je potřeba

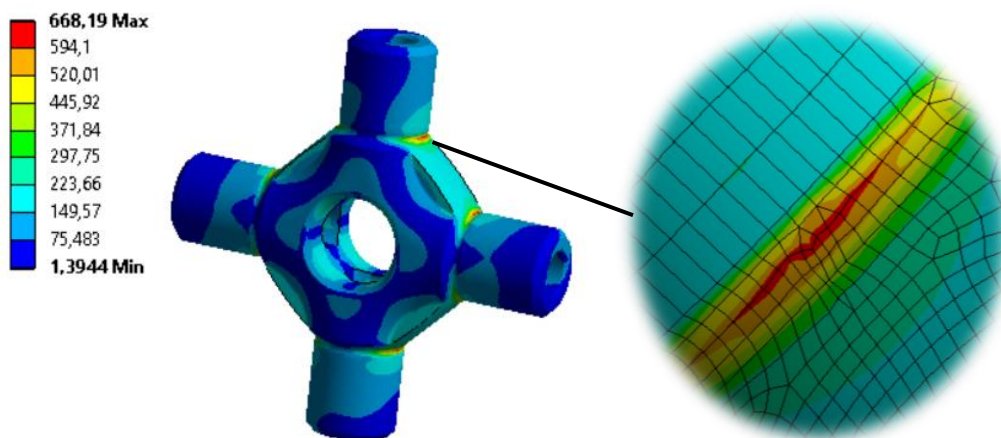
přesného a rychlého řízení, je přetížení a tudíž i deformace znatelně nižší. Níže můžeme vidět graf na obr. 42, ve kterém je zaznamenán nárůst úhlové deformace na každé součásti v sestavě. Největší deformace vzniká na střední hřídeli a hřídeli volantu, což je dáno zejména délkou těchto součástí.



Obr. 42 Nárůst úhlové deformace na každé součásti sestavy kardanových kloubů

NAPĚTÍ NA KŘÍŽKU KARDANOVÝCH KLOUBŮ

Mez kluzu oceli 1.2709 je dle materiálového listu [15] 900 – 1100 MPa, po vystárnutí jí lze zvýšit až na 1800 – 2000 MPa. Firma, která zprostředkovává 3D tisk křížků zaručuje vystárnutí oceli na mez kluzu 1400 MPa.



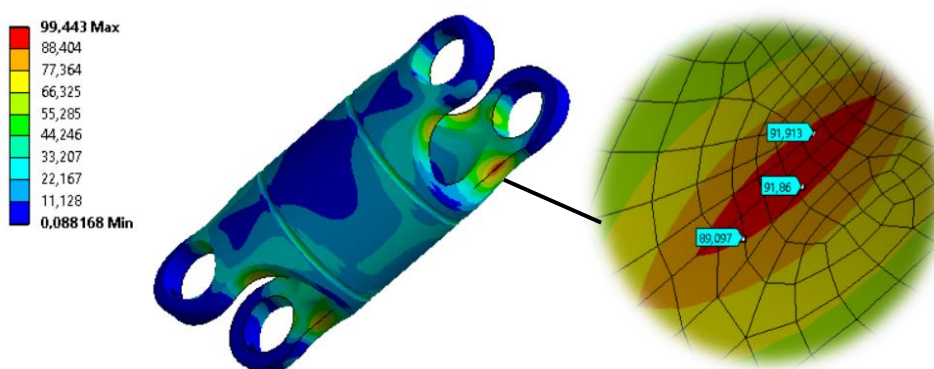
Obr. 43 Rozložení redukovaného napětí HMM na křížku kardanova kloubu a detail v místě maximálního napětí

Maximální redukované napětí dle hypotézy HMM na křížku kardanova kloubu se nachází v zápichu u přechodu dráku do těla křížku. Napětí převyšující hodnotu 600 MPa se nachází na konci všech čtyř dráků. U obou křížků dvojice kardanových kloubů vychází podobné napětí ve stejných místech. Pokud uvažujeme mez kluzu garantovanou výrobcem 3D tisků, je výsledný koeficient bezpečnosti roven 2,09. Z rozdílu meze kluzu a meze pevnosti oceli 1.2709 udávaných v materiálovém listu [15] plyne, že se jedná o velmi křehký materiál, u kterého je vysoká pravděpodobnost, že při překročení meze kluzu dojde k lomu. Na základě této

skutečnosti považují koeficient bezpečnosti 2,09 za přiměřený a další odebrání materiálu za nevhodné.

NAPĚTÍ NA HŘÍDELÍCH KARDANOVÝCH KLOUBŮ

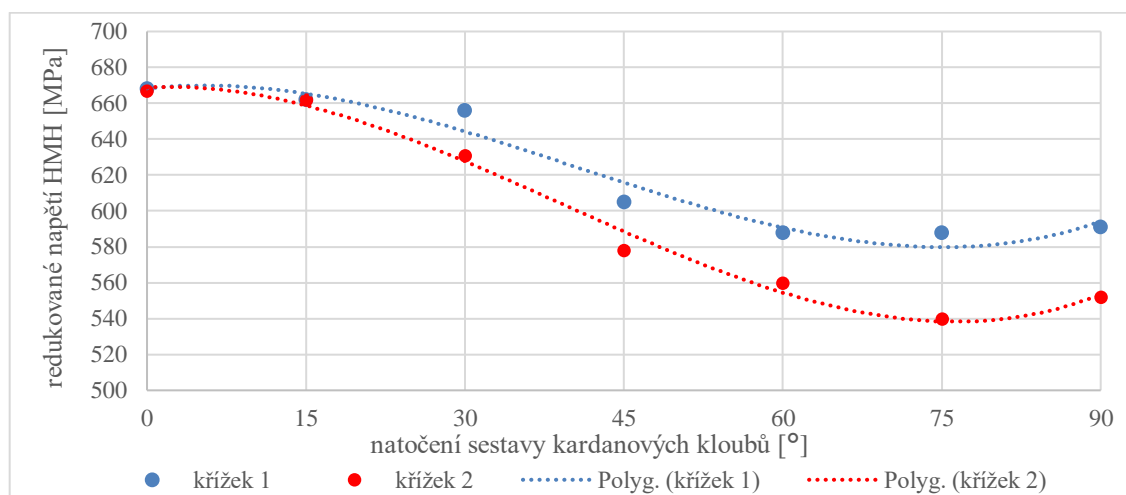
Maximální redukované napětí dle hypotézy HMH u hřídelí dvojice kardanových úhlů se nachází v předpokládaném místě vybrání u přechodu vidličky do těla hřídele. Absolutní špička napětí se nachází na hraně vidličky, proto ji již z podstaty metody konečných prvků nelze vyhodnocovat. Napětí v blízkosti této hrany ovšem dosahují podobných hodnot okolo 90 MPa. Stejně jako u křížků je i napětí ve vybrání vidliček na všech třech hřídelích téměř shodné.



Obr. 44 Rozložení redukovaného napětí HMH na střední hřídeli dvojice kardanových kloubů a detail v oblasti maximálního napětí

Mez kluzu použité hliníkové slitiny EN AW 7075 T6 je 470 MPa [14]. Koeficient bezpečnosti hřídelí je tedy 5,22. Jelikož byly hřídele konstruovány především s ohledem na maximální tuhost a vzhledem k celkovým deformacím sestavy dvojice kardanových úhlů považují sice tuto bezpečnost za příliš velkou, ale další odebrání materiálu by nebylo vzhledem k tuhosti hřídelí vhodné.

Jak bylo zmíněno výše, celkem bylo provedeno 7 pevnostních analýz pro různá natočení sestavy kardanových kloubů. Výslednou závislost redukovaného napětí HMH na úhlu natočení sestavy kardanových kloubů můžeme vidět v grafu na obr. 45.



Obr. 45 Závislost redukovaného napětí v křížcích na úhlu natočení sestavy kardanových kloubů

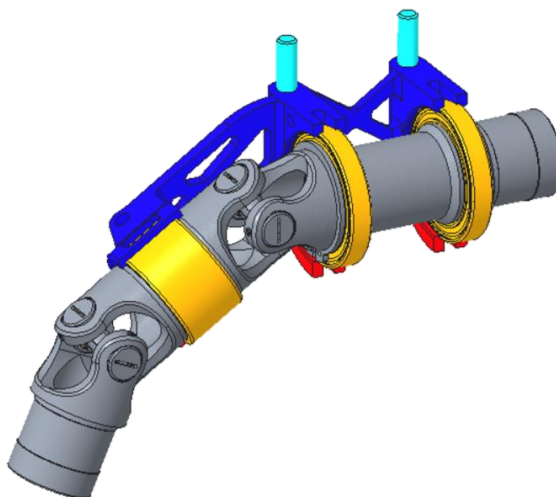
Analýzy byly provedeny pouze v rozsahu od 0° do 90°, vzhledem k symetrii sestavy kardanových kloubů lze z těchto analýz určit průběh redukovaného napětí v celém rozsahu 360°. Z grafu lze vidět měnící se redukované napětí HMMH, kdy nejvyšší napětí je při natočení 0°. V tomto natočení byly také vyhodnoceny součinitele bezpečnosti. S rostoucím natočením napětí klesá, ke konci rozsahu nabírá však zase stoupavé tendence. Můžeme předpokládat, že napětí v sestavě kardanových kloubů se s natočením cyklicky mění od 670 MPa do 540 MPa. Nejedná se však o cyklické namáhání, jelikož v průběhu zatáčky je natočení volantu tudíž i sestavy kardanových kloubů téměř konstantní.

6.3 ULOŽENÍ SESTAVY SLOUPKU ŘÍZENÍ

Jak již bylo zmíněno v kapitole 6.2.4, sestava kardanových kloubů bude uložena pomocí dvojice kuličkových ložisek a jednoho kluzného ložiska. Tato ložiska budou nadále uložena v domku sloupku řízení, který bude pomocí plechového držáku připevněn k monokoku monopostu Dragon 8.

Hřídel volantu bude tedy uložena do dvou kuličkových ložisek. Primární funkcí těchto ložisek je vedení hřídele volantu. Během jízdy na řidiče působí boční přetížení až 2,5g. I když je řidič připoután 5-ti bodovým pásy, které společně se sedačkou tvoří oporu jeho těla, působí částí své hmotnosti také na sestavu řízení. Sekundární funkcí kuličkových ložisek je tedy i zachytávání reakčních sil od silového působení řidiče na sestavu řízení.

Střední hřídel je poté uložena v kluzném ložisku. Toto ložisko je zatěžováno reakčními silami vznikajícími v sestavě kardanových kloubů. Kluzné ložisko bylo vybráno zejména kvůli zástavbě, kdy dle pravidla T 4.2.1 platného pro vozy Formule Student musí sloupek řízení projít štěrbinou o šířce 50 mm.



Obr. 46 Řez uložením sestavy kardanových kloubů

Hřídel sloupku řízení, která je tvořena CFRP trubicí, je spojena pomocí lepených spojů s vidličkami kardanova kloubu na jedné straně a insertem pro spojení s pastorkem hřebenového převodu na straně druhé. Vedení této hřídele zajišťuje právě pastorek ozubeného převodu, ke kterému je hřídel připevněna pomocí insertu s dvojicí těsných per.

6.3.1 ANALÝZA NAPJATOSTI ULOŽENÍ SLOUPKU ŘÍZENÍ

SILOVÉ PŮSOBENÍ V ULOŽENÍ SLOUPKU ŘÍZENÍ

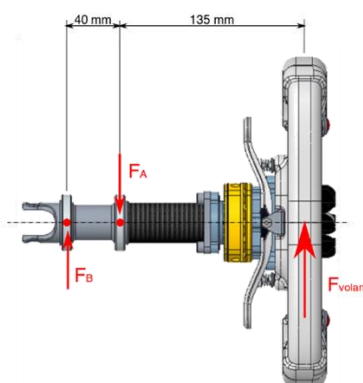
Silové působení na domek sloupku řízení bylo popsáno v předchozí kapitole. Pro vyčíslení silového působení od řidiče budeme počítat s krizovou situací, kdy řidič působí na volant 25% své hmotnosti při bočním zrychlení 2,5 g. Uvažujeme řidiče o hmotnosti 75 kg.

$$F_{volant} = \frac{m_{řidič}}{4} \cdot 2,5g = \frac{75}{4} \cdot 2,5 \cdot 9,81 = 460 \quad (30)$$

Kde:

F_{volant} [N] síla působící na volant od řidiče

$m_{řidič}$ [kg] hmotnost řidiče



Obr. 47 Síly působící na domek sloupku řízení

Přes momentovou a silovou rovnováhu potom získáme síly F_A a F_B působící na jednotlivá ložiska.

$$\sum M(A) = M_{volant} - M_B = F_{volant} \cdot 135 - F_B \cdot 40 = 0 \quad (31)$$

$$\sum F(y) = F_{volant} + F_B - F_A = 0 \quad (32)$$

Kde:

M_{volant} [N] moment od síly F_{volant} k bodu A

M_B [N] moment od síly F_B k bodu A

F_A [N] reakční síla v bodě A

F_B [N] reakční síla v bodě B

Potom platí že:

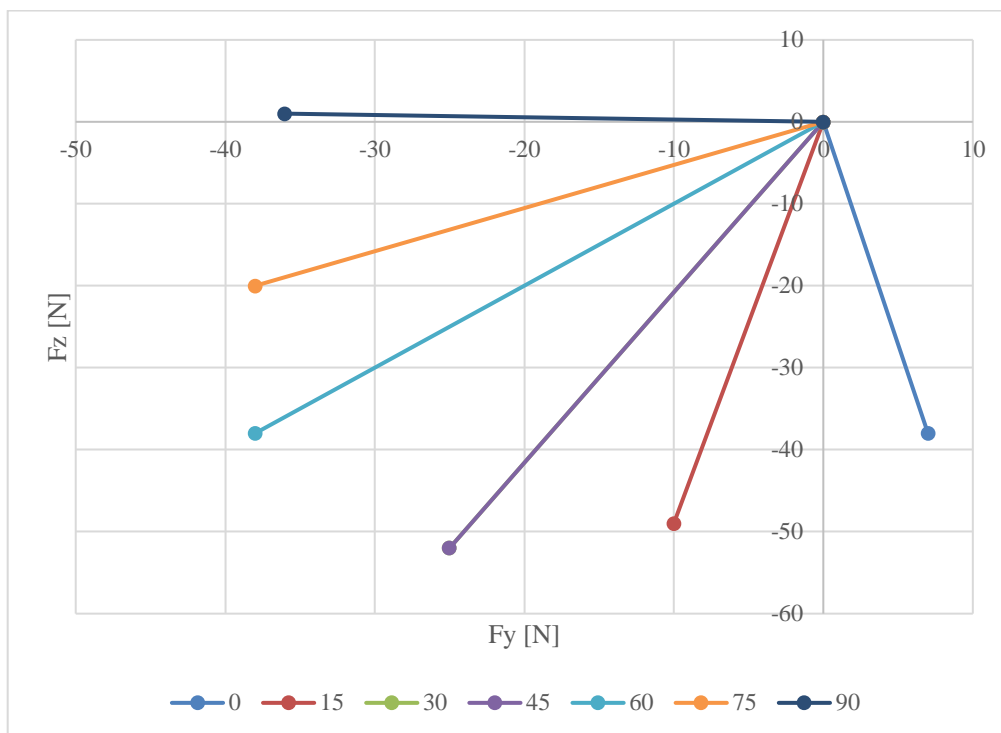
$$F_{B1} = \frac{F_{volant} \cdot 135}{40} = \frac{460 \cdot 135}{40} = 1552,5 \text{ N} \quad (33)$$

$$F_{A1} = F_{volant} + F_B = 460 + 1552,5 = 2012,5 \text{ N} \quad (34)$$

Výsledné síly působící na domek sloupku řízení mají stejnou velikost ale opačný směr než vypočtené reakční síly.

Silové působení na kluzném ložisku bylo zjištěno pomocí analýz provedených v kapitole 6.2.4. V každé ze sedmi analýz byla zaznamenána silová reakce ve vazbě Cylindrical Support

nahrazující kluzné ložisko. Výsledné síly pro každou analýzu byly zaneseny do grafu na obr. 48.



Obr. 48 Reakční síly v kluzném ložisku uložení kardanových kloubů

Počátek síly je vždy v nule, směr síly určují koncové body v grafu. Jak lze z grafu vidět reakční síla se zvyšujícím natočením rotuje proti směru hodinových ručiček. Vzhledem ke geometrii domku sloupku řízení byla jako nejkritičtější vybrána síla působící pouze v ose y, tj. síla při natočení 90°. Velikost této síly byla zaokrouhlena na 50N.

V druhém zatěžovacím stavu analýzy napjatosti byla řešena krizová situace, kdy se řidič opře do volantu při rychlém vystupování z monopostu. I v tomto případě by měl domek sloupku řízení vydržet bez plastické deformace. Znovu uvažujeme řidiče o hmotnosti 75 kg, na kterého působí tíhové zrychlení g.

$$F_{volant2} = m_{řidiče} \cdot g = 75 \cdot 9,81 = 735,75 \quad (35)$$

Dále postupujeme stejně jako u předchozího zatěžovacího stavu, kdy z momentové a silové rovnováhy určíme reakční síly v ložiscích domku sloupku řízení. Jediným rozdílem je rovina, ve které jsou síly určovány.

$$F_{B2} = \frac{F_{volant} \cdot 135}{40} = \frac{737,75 \cdot 135}{40} = 2483,16 \text{ N} \quad (36)$$

$$F_{A2} = F_{volant} + F_B = 735,75 + 2483,16 = 3218,9 \text{ N} \quad (37)$$

Výsledné síly působící na domek sloupku řízení mají stejně jako u předchozího zatěžovacího stavu stejnou velikost ale opačný směr než vypočtené reakční síly.

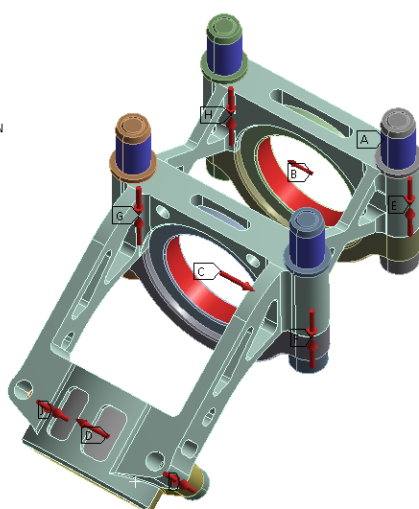
OKRAJOVÉ PODMÍNKY ANALÝZY NAPJATOSTI

Nejdříve byly nastaveny kontakty v sestavě domku sloupku řízení. Pro stykové plochy jednotlivých částí domku byl nastaven třecí kontakt s koeficientem tření 0,2. Mezi šrouby a částí domku byl nastaven kontakt No Separation. Šrouby držící objímku kluzného ložiska byly vetknuty do těla domku pomocí kontaktu bonded, stejně tak byly vetknuty šrouby držící objímky kuličkových ložisek do nýtovacích matic. Mezi nýtovací matice a tělo domku byl nastaven třecí kontakt s koeficientem tření 0,2. Ložiska byla nahrazena náhradami, mezi těmito náhradami a částmi domku sloupku řízení byl nastaven také třecí kontakt s koeficientem tření 0,2.

Zatěžování bylo u obou zatěžovacích stavů rozděleno do dvou kroků. Nejdříve došlo v prvním kroku k předepnutí šroubových spojů silou 4000 N. V druhém kroku pak bylo aplikováno zatížení ložisek pomocí funkce Bearing Load, které bylo vypočítáno v předchozí kapitole. Celá sestava byla upevněna v prostoru pomocí vazby Fixed Support umístěné na plášť nýtovacích matic.

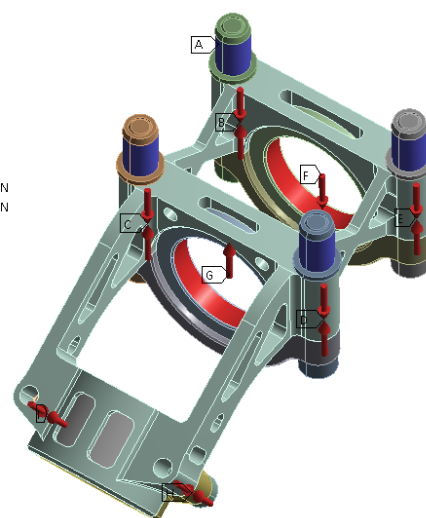
B: Static Structural
Static Structural 2
Time: 2, s
22.05.2019 15:51

- A Fixed Support
- B Bearing Load: 2012,5 N
- C Bearing Load 2: 1552,5 N
- D Bearing Load 3: 50, N
- E Bolt Pretension: Lock
- F Bolt Pretension 2: Lock
- G Bolt Pretension 3: Lock
- H Bolt Pretension 4: Lock
- I Bolt Pretension 5: Lock
- J Bolt Pretension 6: Lock



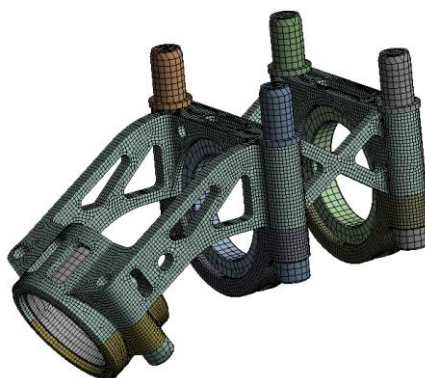
A: driver mass
Static Structural
Time: 2, s
22.05.2019 15:53

- A Fixed Support
- B Bolt Pretension: Lock
- C Bolt Pretension 2: Lock
- D Bolt Pretension 3: Lock
- E Bolt Pretension 4: Lock
- F Bearing Load 2: 3218,9 N
- G Bearing Load 3: 2489,2 N
- H Bolt Pretension 5: Lock
- I Bolt Pretension 6: Lock



Obr. 49 Dva zatěžovací stavy simulující průjezd zatáčkou (vlevo) a zatížení od celé hmotnosti řidiče

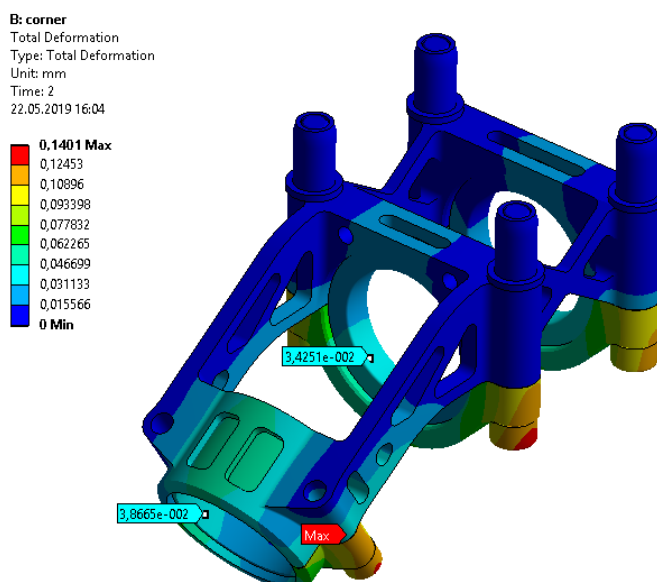
Výpočtová síť byla vytvořena metodou Hex Dominant se základní velikostí elementu 2 mm pro náhrady ložisek a šroubů a velikostí elementu 1 mm pro domek sloupku řízení. Celková síť má 375025 nodů a 105961 elementů.



Obr. 50 Výpočtová síť pro pevnostní analýzu uložení sloupku řízení

VYHODNOCENÍ DEFORMACE

Zásadní je deformace v prvním zatěžovacím stavu, kdy je simulován průjezd zatáčkou. Příliš velkou deformací mohou být porušeny podmínky pro vyrušení nerovnoměrnosti chodu kardanových kloubů (viz kap. 6).

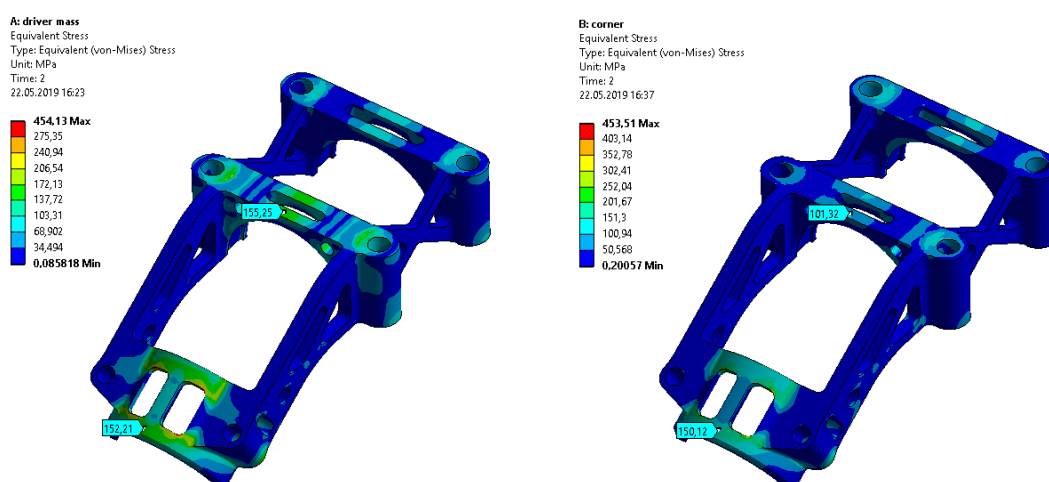


Obr. 51 Celková deformace sestavy domku sloupku řízení

K největším deformacím dochází v důsledku předepnutí šroubových spojů, tyto deformace nás ovšem nijak neomezují. Důležité jsou deformace v oblasti uložení hřídele volantu, jejichž maximální hodnota se pohybuje kolem 0,04 mm. Tato deformace je vůči přesnému uložení sloupku řízení plně vyhovující.

VYHODNOCENÍ NAPĚTÍ

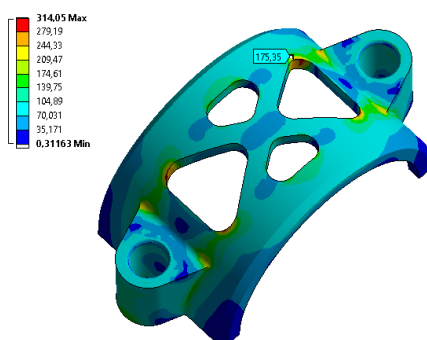
Veškeré součásti domku sloupku řízení jsou vyrobeny z hliníkové slitiny EN AW 7075 T6, která má mez kluzu $R_p = 470$ MPa [14].



Obr. 52 Rozložení redukovaného napětí HMH na těle domku sloupku řízení, zatížení od plné hmotnosti řidiče (vlevo) a zatížení při průjezdu zatáčkou

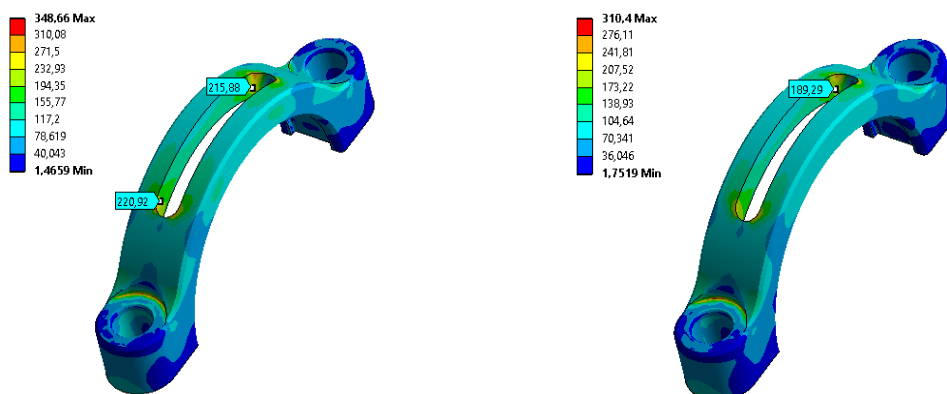
Redukované napětí podle hypotézy HMH je v obou zátěžových stavech velmi podobné. Je to dáno dominancí napětí vznikajícího od zatížení předepnutými šrouby, zatížení ložisek je v tomto případě minoritní. Pokud zanedbáme špičky napětí ve hranách a v místech Bonded kontaktů, které nelze vyhodnocovat, je maximální napětí na těle domku sloupku řízení přibližně 160 MPa. Součinitel bezpečnosti zde vychází 2,94. Vzhledem k charakteru dynamického zatížení a požadavku na minimální deformaci považuji tuto bezpečnost za vyhovující a další odebírání materiálu by nebylo vhodné.

Stejně jako u těla domku sloupku řízení jsou ze stejného důvodu redukovaná napětí na objímkách ložisek u obou zátěžových stavů podobná. Proto budu vyhodnocovat jen bezpečnost u zátěžového stavu, kdy je řidič plnou vahou opřen o volant, jelikož napětí v tomto zátěžovém stavu je mírně vyšší.



Obr. 53 Rozložení redukovaného napětí HMH na objímce kluzného ložiska

Maximální redukované napětí dle hypotézy HMH na objímce kluzného ložiska, kromě špičkových napětí na hranách zaoblení, je cca. 175 MPa. Koeficient bezpečnosti vychází 2,69. Jelikož se jedná o velmi tenkostěnnou součást, její výroba by byla dalším odebíráním materiálu značně ztížena. Napětí v hraně zaoblení nelze hodnotit, v tomto místě se bude projevovat určitý vrubový účinek. Výslednou bezpečnost lze ale považovat za vyhovující.



Obr. 54 Rozložení redukovaného napětí HMH na dvojici objímků kuličkových ložisek

Jelikož se jedná o tvarově totožné součásti, vyhodnocuji pouze součást s vyšší hodnotou redukovaného napětí dle hypotézy HMH. Maximální hodnota napětí je zde přibližně 220 MPa. Koeficient bezpečnosti vychází 2,14. Vzhledem k výše zmíněným skutečnostem považuji tuto bezpečnost za vyhovující.

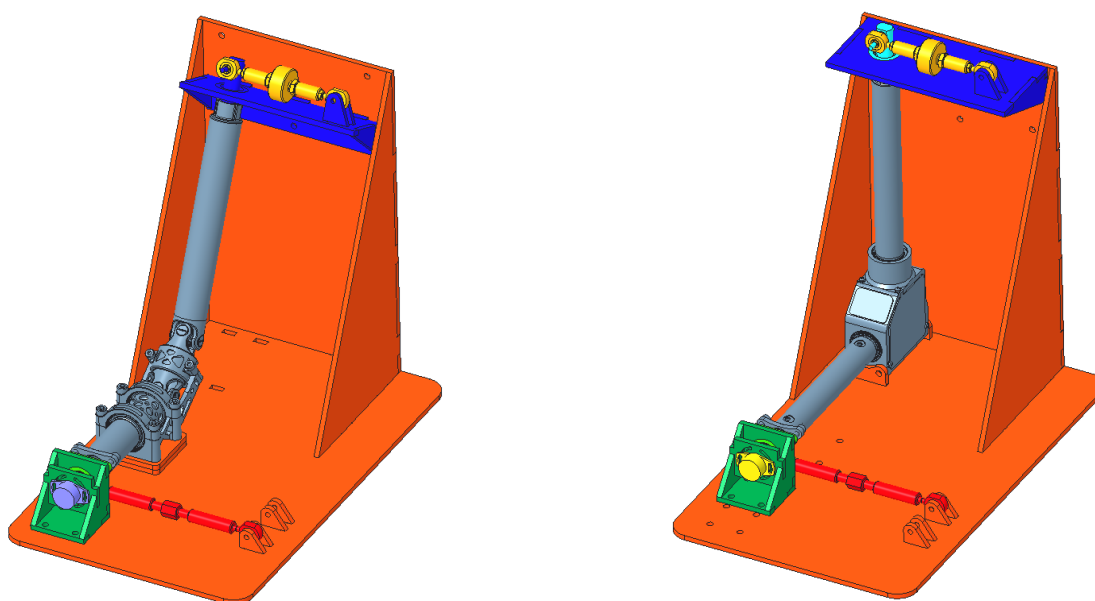
7 MĚŘENÍ TORZNÍ TUHOSTI SLOUPKU ŘÍZENÍ

Pro získání reálné hodnoty torzní tuhosti sestavy řízení byla navržena a postavena testovací stolice, na které byla následně změřena torzní tuhost sloupku řízení monopostu Dragon 8 a také monopostu Dragon 7. Na základě tohoto měření je k dispozici nejen mezigenerační porovnání ale také porovnání dvou rozdílných typů sloupku řízení.

7.1 NÁVRH MĚŘICÍHO PŘÍPRAVKU

Při návrhu měřicího přípravku bylo dbáno především na vysokou tuhost celého přípravku, tak aby nedocházelo k výraznějším deformacím samotného přípravku při zatěžování sloupku řízení. Dalším kritériem byla dostatečná přesnost geometrie přípravku zejména v místě uložení sloupku řízení a měřicích zařízení. Přípravek by měl jít použit k měření torzní tuhosti sloupku řízení monopostu Dragon 8 i monopostu Dragon 7 bez větších úprav. V neposlední řadě zde hraje velkou roli i cena přípravku. Jelikož se nejedná o součást, která by zvyšovala výkonnost monopostu, je zde snaha o snížení ceny na minimum.

Nosnou část celého přípravku tvoří jeho základna, která je svařena z několika ocelových plechů o tloušťce 5 mm. Pro zajištění přesnosti geometrie přípravku byl použit systém zámků, díky kterému jsme schopni u svařenců dosáhnout dostatečné přesnosti. Na základnu byly poté pomocí šroubových spojů připevněny další části přípravku včetně samotného sloupku řízení.



Obr. 55 Přípravek pro měření torzní tuhosti sloupku řízení monopostu Dragon 8 (vlevo) a Dragon 7 (vpravo). Barevně jsou zvýrazněny jednotlivé podsestavy přípravku

Na konce sloupku řízení byly připevněny přidavné hřídelky, které byly dále uloženy do kuličkových ložisek. Tímto se zlepši vedení celého sloupku řízení a omezí ohybové namáhání sloupku tak aby docházelo k měření pouze při namáhání krutem. Hřídelky i s ložisky jsou dále uloženy na straně hřebene v poličce (modrá barva) a na straně volantu v domku potenciometru (zelená barva). Samotné namáhání krutem je realizováno pomocí stahováku (červená barva). Při změně jeho délky pomocí oboustranného šroubu s levým a pravým závitem dochází k natáčení celého sloupku řízení.

Pro snímání zatěžovacího momentu byl použit tenzometrický snímač síly Comforia MCF20 s rozsahem 0-5kN. Snímač je uchycen na horní straně poličky a spojen s přídatnou hřídelí pomocí lícovaného šroubu tvořícím rameno, přes které snímač zachytává moment ve sloupku řízení. Díky tomu můžeme snadno přepočítat naměřenou sílu na krouticí moment.



Obr. 56 Uložení tenzometrického snímače síly

Natočení sloupku řízení je snímáno pomocí rotačního potenciometru KR22 od firmy KA sensors. Potenciometr je zasunut do drážky v přídatné hřídeli na straně volantu.

Pro možnost provedení měření na sloupku řízení monopostu Dragon 8 a monopostu Dragon 7 bylo nutné vyrobit dva typy poliček, vzhledem k rozdílnému úhlu. Jinak jsou veškeré součásti přípravku použitelné pro oba sloupky řízení.

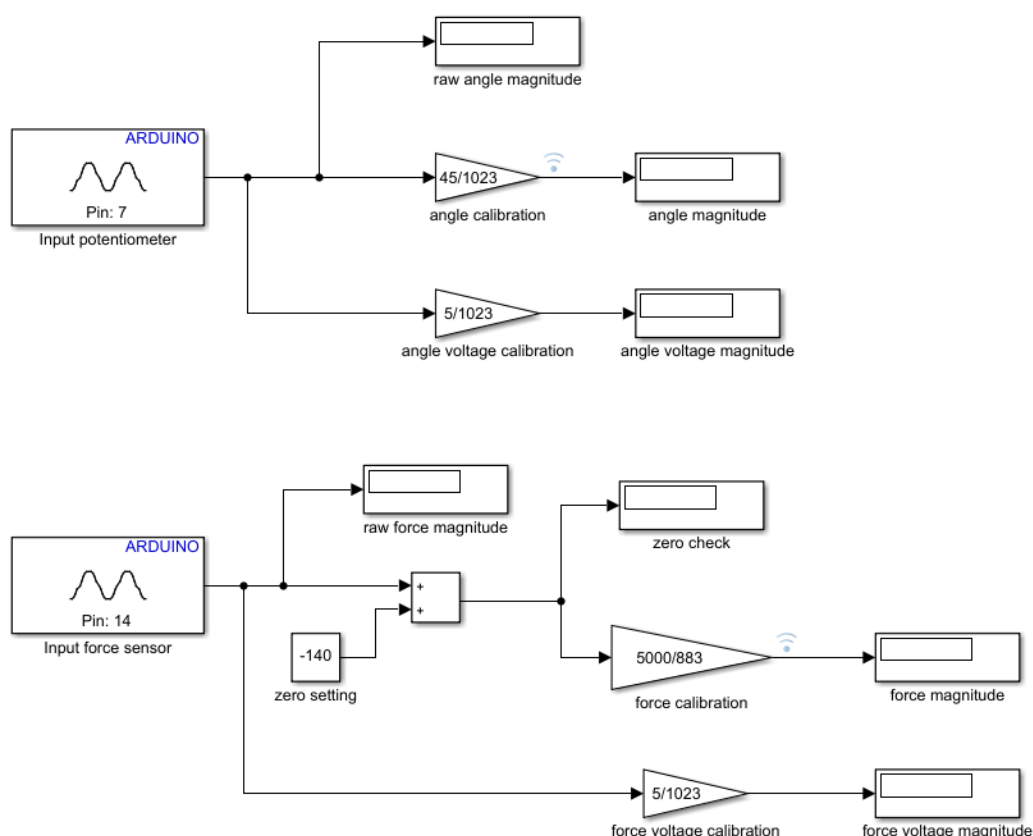


Obr. 57 Sloupek řízení monopostu Dragon 7 (vlevo) a Dragon 8 v přípravku pro měření torzní tuhosti

7.2 PRŮBĚH MĚŘENÍ TORZNÍ TUHOSTI SLOUPKU ŘÍZENÍ

Sloupek řízení byl připevněn do přípravku, následně byl pomocí napínáku zatížen krutem až do velikosti snímané síly 1000 N. Hodnoty natočení a síly byly v průběhu měření zaznamenávány pomocí programovatelné desky Arduino MEGA 2560 a softwaru Simulink.

V softwaru Simulink byl vytvořen datalogger, který zaznamenával výstupní signály ze senzorů a následně je pomocí dané kalibrace převáděl na úhlovou polohu a sílu.



Obr. 58 Blokové schéma dataloggeru v softwaru simulink

Kalibrace rotačního potenciometru má lineární charakter kdy $0V = 0^\circ$ a $5V = 45^\circ$. Arduino ovšem na vstupu nezobrazuje přímo napětí, místo toho zobrazuje číselnou škálu v rozsahu 0 - 1023, kdy $0 = 0V$ a $1023 = 5V$. Na základě tohoto poznatku mohly být primární hodnoty ze vstupu přepočítány na hodnotu úhlu a napětí na daném vstupu.

$$\text{Úhel natočení sloupku řízení} \quad \theta_{\text{sloupek}} = \text{angle}_{\text{input}} \cdot \frac{45}{1023}^\circ \quad (38)$$

$$\text{Napětí signálu z potenciometru} \quad U_{\text{angle}} = \text{angle}_{\text{input}} \cdot \frac{5}{1023} V \quad (39)$$

Kde:

$\text{angle}_{\text{input}}$ [-] hodnota škály na vstupu z potenciometru

Snímač síly má lineární charakteristiku, ovšem nulová hodnota neleží v 0 V. Po zapojení nezatíženého snímače síly byla naměřena hodnota arduino škály 140. Abychom mohli přepočítat hodnotu škály na vstupu na sílu musela být nejdříve od vstupní hodnoty odečtena tato hodnota (140). Po odečtení pro signál platí $0 = 0 \text{ N}$, $883 = 5000 \text{ N}$, hodnota v nezatíženém stavu musela být také odečtena z maximální hodnoty arduino škály. Na základě těchto poznatků byly upravené hodnoty ze vstupu přepočítány na sílu a napětí.

$$\text{Síla ve snímači} \quad F_{\text{sloupek}} = \text{force}_{\text{input}} \cdot \frac{5000}{883} \text{ N} \quad (40)$$

$$\text{Napětí signálu ze snímače síly} \quad U_{\text{force}} = \text{force}_{\text{input}} \cdot \frac{5}{1023} \text{ V} \quad (41)$$

Kde:

$\text{force}_{\text{input}}$ [-] hodnota škály na vstupu ze snímače síly zmenšena o 140

Původně měly být hodnoty natočení a síly zaznamenávány automaticky do textového souboru. Bohužel signál ze snímače síly byl poměrně nestálý a vykazoval vysokou míru šumu, který se v čase, který byl k dispozici, nepodařilo dostatečně odfiltrovat. Proto byly nakonec hodnoty natočení a síly odečítány manuálně po 50 N a zapisovány do tabulky.

7.3 VYHODNOCENÍ NAMĚŘENÝCH DAT

Tab. 4 Naměřená data

Dragon 8				Dragon 7			
Síla [N]	natočení [deg]	Síla [N]	natočení [deg]	Síla [N]	natočení [deg]	Síla [N]	natočení [deg]
0	22	550	32,24	0	12,4	550	23,67
50	23,89	600	32,99	50	13,81	600	24,24
100	25,25	650	33,48	100	14,65	650	25,03
150	25,9	700	34,22	150	15,88	700	25,73
200	26,8	750	34,53	200	16,63	750	26,22
250	27,05	800	35,32	250	17,64	800	26,96
300	27,62	850	36,51	300	18,87	850	27,36
350	27,8	900	37,13	350	19,93	900	27,84
400	28,8	950	37,79	400	20,81	950	28,81
450	29,6	1000	38,27	450	21,55	1000	29,87
500	31,36			500	22,87		

Pro získání závislosti krouticího momentu na natočení sloupku řízení je nutné ještě přepočítat získanou sílu ze snímače na krouticí moment. Pro lepší přehlednost je potřeba také srovnat nulové body natočení sloupku řízení.

Pro přepočet síly na krouticí moment bylo použito známého ramena síly, na kterém byl umístěn silový snímač.



Obr. 59 Délka ramene síly ze snímače tj. osová vzdálenost snímače a hřídele na sloupku řízení

Dle sestavy je délka ramene rovna 15,4 mm, tato vzdálenost byla poté odměřena i po sestavení přípravku. Pro krouticí moment platí:

$$M_{\text{sloupek}} = F_{\text{sloupek}} \cdot l_{\text{rameno}} = F_{\text{sloupek}} \cdot 0,00154 \quad (42)$$

Kde:

M_{sloupek} [Nm] krouticí moment ve sloupku řízení
 l_{rameno} [m] osová vzdálenost snímače a hřídele sloupku řízení

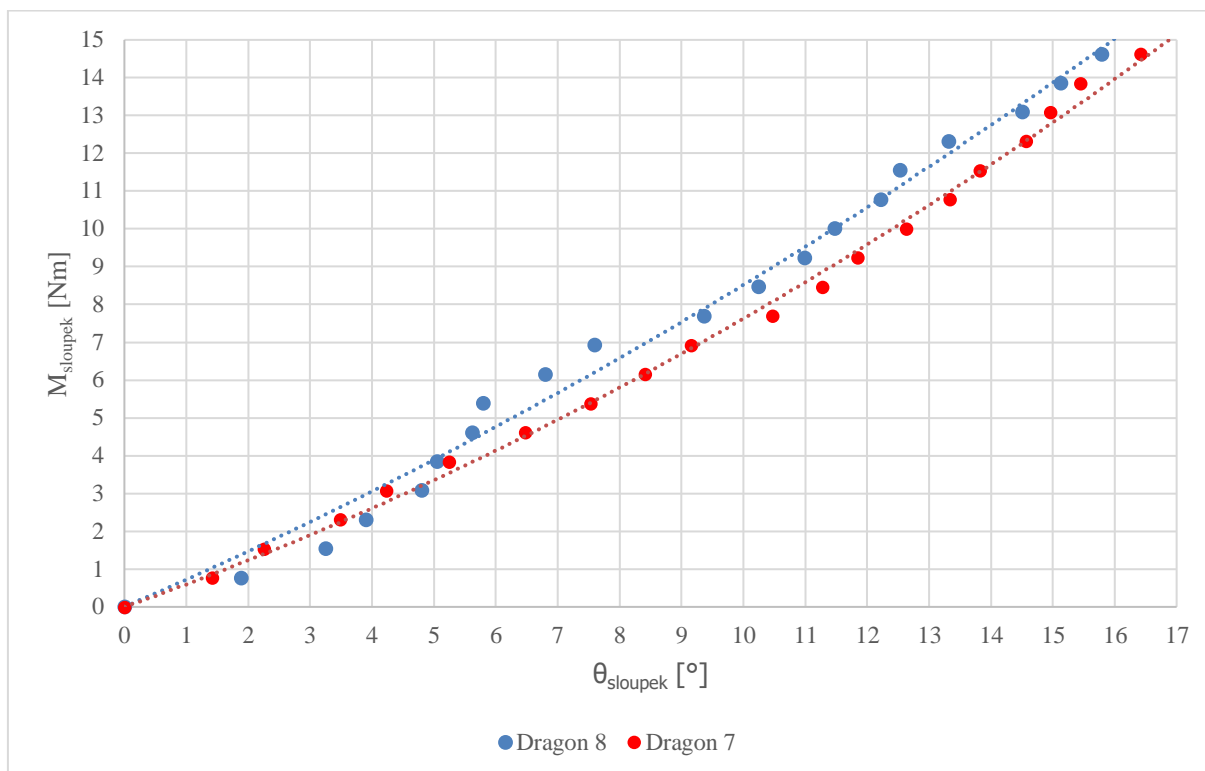
Pro posunutí zaznamenaných natočení byla od každé hodnoty odečtena hodnota natočení při hodnotě síly $F_{\text{snímač}} = 0$.

Tab. 5 Přepočítané hodnoty krouticího momentu a natočení sloupku řízení

Dragon 8			
M	nat	M	nat
[Nm]	[deg]	[Nm]	[deg]
0	0	8,47	10,24
0,77	1,89	9,24	10,99
1,54	3,25	10,01	11,48
2,31	3,9	10,78	12,22
3,08	4,8	11,55	12,53
3,85	5,05	12,32	13,32
4,62	5,62	13,09	14,51
5,39	5,8	13,86	15,13
6,16	6,8	14,63	15,79
6,93	7,6	15,4	16,27
7,7	9,36		

Dragon 7			
M	nat	M	nat
[Nm]	[deg]	[Nm]	[deg]
0	0	8,47	11,27
0,77	1,41	9,24	11,84
1,54	2,25	10,01	12,63
2,31	3,48	10,78	13,33
3,08	4,23	11,55	13,82
3,85	5,24	12,32	14,56
4,62	6,47	13,09	14,96
5,39	7,53	13,86	15,44
6,16	8,41	14,63	16,41
6,93	9,15	15,4	17,47
7,7	10,47		

Finálním výstupem měření torzní tuhosti je graf závislosti natočení sloupku řízení na krouticím momentu.



Obr. 60 Závislost natočení sloupku řízení na krouticím momentu

Naměřené body byly proloženy polynommem 2. stupně. Ze strmosti jednotlivých křivek můžeme usoudit, že sloupek řízení monopostu Dragon 8 má o něco vyšší torzní tuhost než sloupek řízení z monopostu Dragon 7. Bohužel nemůžeme vyhodnotit absolutní natočení sloupku řízení při daném krouticím momentu, a to z toho důvodu, že ke sloupku řízení byly připevněny další části (např. přidavné hřídele), které se také deformují. Dalším důvodem bylo částečné lámání sloupku řízení v místě spojení s přidavnými hřídelemi, které absolutní hodnotu úhlu také navýšilo. I přesto můžeme porovnání torzních tuhostí označit za použitelné, jelikož ke všem uvedeným jevům docházelo během obou měření.

ZÁVĚR

Provedený výpočet zatížení sestavy řízení v závislosti na úhlu směrové úchylky, dal lepší představu o průběhu síly v sestavě řízení s měnícím se úhlem směrové úchylky. Přispěl rovněž k optimalizaci kinematiky monopostu za účelem snížení ovládacích sil v řízení. Jelikož zatím nebyla možnost výpočet ověřit pomocí naměřených dat, další vhodný postup vidím v zahrnutí parametrů, které byly kvůli zjednodušení výpočtu zanedbány.

Do hřebene řízení byl úspěšně implementován hřebenový převod s šikmými zuby. Díky provedeným pevnostním analýzám bylo ověřeno, že zvolené ozubení vyhovuje z hlediska kontaktního napětí v dotyku na bocích zubu, tak také z hlediska ohybovému napětí v patě zubu. Zároveň byla ověřena dostatečná tuhost uložení hřebenového převodu.

Hlavní náplní práce byl návrh sloupku řízení s použitím kardanových kloubů. Navržená dvojice kardanových kloubů splňuje všechny požadavky, které byly stanoveny na začátku návrhu. Zároveň bylo pomocí analýz napjatosti ověřeno dostatečné dimenzování a dostatečná tuhost celé sestavy kardanových kloubů. Stejně tak byla ověřena dostatečná tuhost uložení dvojice kardanových kloubů.

V průběhu celého návrhu nebylo řešeno únavové namáhání proměnlivým zatížením v provozu. Jelikož za celou životnost monopost najede okolo 1000 km, jednalo by se o nízkocyklovou únavu. To bylo zohledněno vyššími koeficienty statické bezpečnosti. Tento přístup se ze zkušeností s dřívějšími návrhy a z jejich ověření v provozu jeví jako použitelný.

V rámci práce byl navrhnout přípravek a postup měření torzní tuhosti sloupku řízení. Provedené měření se ukázalo být vhodným pro porovnání dvou konstrukčních řešení sloupku řízení. Pro zjištění absolutní tuhosti sloupku řízení však budou muset být provedeny konstrukční změny na měřícím přípravku, stejně jako budou muset být provedeny změny ve zpracování signálu ze senzorů.

Oproti monopostu Dragon 7 byla snížena hmotnost systému řízení o 390g. Procentuální rozdíl této úspory hmotnosti činí 22,2%. Toto snížení hmotnosti spolu se zachováním torzní tuhosti je možno považovat za velmi dobrý výsledek.

Tab. 6 Porovnání hmotností systému řízení Dragon 7 proti Dragon 8

	Dragon 7 [g]	Dragon 8 [g]	%
Hřeben řízení	530	481	9,26
Sloupek řízení	837	538	35,72
Uložení systému řízení	393	351	10,69
Systém řízení	1760	1370	22,2

Monopost Dragon 8 má nyní za sebou úspěšnou sezónu, během níž najezdil necelých 1000 km. Během této doby nedošlo k žádné poruše na systému řízení, proto bych označil konstrukci systému řízení monopostu Dragon 8 za mechanicky odolnou, vyhovující a ověřenou v provozu. Během sezóny se však projevilo i několik nedostatků. Zejména se jedná o velmi vysoký odpor použitých kluzných ložisek v kardanových kloubech, kdy si řidiči stěžovali na nedostatek citu v systému řízení. Naopak bylo téměř odstraněno křakování systému řízení a jeho chod je celkově plynulejší. Proto bych do příští sezóny doporučoval zvážit použití kuličkových ložisek.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN, c1995. *Race car vehicle dynamics*. Warrendale: SAE International. ISBN 978-1-56091-526-3.
- [2] VLK, František, 2003. *Podvozky motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk. ISBN 80-239-0026-9.
- [3] VLK, František, 2006. *Převody motorových vozidel*. Brno: František Vlk. ISBN 80-239-6463-1.
- [4] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed., 2010. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUT IUM. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [5] HLAVÁČ, F. Návrh komponent řízení vozidla. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 51 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík
- [6] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA, 2017. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [7] FSG: *fs-germany.org* [online]. Copyright © [cit. 23.05.2019]. Dostupné z: https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2019/rules/FS-Rules_2019_V1.1.pdf
- [8] Zedaro zRack [online]. [cit. 23.05.2019]. Dostupné z: <http://www.zedaro.com/products/zrack>
- [9] Formula Seven Pro Steering Rack - Formula Seven. *Homepage - Formula Seven* [online]. [cit. 23.05.2019]. Dostupné z: <http://www.formula-seven.com/shop-products/steering-racks-w-rotative-sensor/>
- [10] Steering Rack | Kaz Technologies. *Kaz Technologies* / [online]. Copyright © 2014 Kaz Technologies. All Rights Reserved. [cit. 23.05.2019]. Dostupné z: <https://www.kaztechnologies.com/fsae/steering-rack/>
- [11] General Universal Joint Characteristics and Applications from SDP/SI. [online]. [cit. 23.05.2019]. Dostupné z: <https://sdp-si.com/catalogs/D757-Couplings-Universal-Joints3.php>
- [12] CONTINENTAL. Continental Formula Student Tire. www.conti-online.com: Continental AG, 2018.
- [13] *lowlevel* [online]. Copyright © [cit. 23.05.2019]. Dostupné z: http://www.lowlevel.cz/log/files/04_Hridele.pdf
- [14] EN AW-7075 T6 (AlZnMgCu1,5). *Hliníkové profily, hliníkové chladiče, hliníkové plechy - ALUCAD Bohemia, s. r. o.* [online]. Copyright © 2019 [cit. 23.05.2019]. Dostupné z: <http://www.alunet.cz/ENAW-7075>

- [15] *Protolabs / OSIEN VALMISTUSTA. NOPEASTI.* [online]. Copyright © [cit. 23.05.2019]. Dostupné z: <https://www.protolabs.fi/media/1016039/maraging-steel-fi.pdf>
- [16] *Bolzano | Úvod* [online]. Copyright ©j [cit. 23.05.2019]. Dostupné z: https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10083/MOP_vlastnosti_42CrMo4.pdf
- [17] SKF CZ, a.s.. [online]. Copyright © Autorská práva [cit. 23.05.2019]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/index.html>
- [18] Silové poměry v čelním soukolí [online]. Copyright © [cit. 23.05.2019]. Dostupné z: http://domes.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_15-04.pdf
- [19] KR22 rotary potentiometer [online]. Copyright © [cit. 23.05.2019]. Dostupné z: <https://www.kasensors.com/sites/default/files/downloads/KR22%20Rotary%20Potentiometer%2010.18.pdf>
- [20] *Comforia MCF20* [online]. Copyright © [cit. 23.05.2019]. Dostupné z: http://tenzometry.eu/comforia/pdf_cz/MCF20_2013-09.pdf
- [21] 20180810 Friday - formula-student. *FSG media* [online]. Copyright © [cit. 23.05.2019]. Dostupné z: <https://media.formulastudent.de/2018/Hockenheim/20180810-Friday/i-NtCmgC3/A>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$angle_{input}$	[-]	<i>Vstupní signál z potenciometru</i>
a_y	$[ms^{-2}]$	<i>Boční zrychlení</i>
b	$[mm]$	<i>Šířka ozubení</i>
c	$[mm]$	<i>Hlavová vůle</i>
CAD		Computer aided design
CFRP		Carbon fiber reinforced polymer
d_1	$[mm]$	<i>Průměr roztečné kružnice pastorku</i>
da_1	$[mm]$	<i>Průměr hlavové kružnice pastorku</i>
d_{f1}	$[mm]$	<i>Průměr patní kružnice pastorku</i>
D_{max}	$[mm]$	<i>Maximální průměr hřídele dvojice kardanových kloubů</i>
e	$[mm]$	<i>Šířka zubové mezery</i>
F_A	$[N]$	<i>Axiální síla v ozubení</i>
F_A	$[N]$	<i>Síla působící v bodu A</i>
F_B	$[N]$	<i>Síla působící v bodu B</i>
F_{hxl}	$[N]$	<i>x-ová složka síly v tyči hřebene řízení od levého kola</i>
F_{hxr}	$[N]$	<i>x-ová složka síly v tyči hřebene řízení od pravého kola</i>
F_{hyl}	$[N]$	<i>y-ová složka síly v tyči hřebene řízení od levého kola</i>
F_{hyr}	$[N]$	<i>y-ová složka síly v tyči hřebene řízení od pravého kola</i>
F_{hxl}	$[N]$	<i>z-ová složka síly v tyči hřebene řízení od levého kola</i>
F_{hxr}	$[N]$	<i>z-ová složka síly v tyči hřebene řízení od pravého kola</i>
$force_{input}$	[-]	<i>Vstupní signál ze snímače síly</i>
F_R	$[N]$	<i>Radiální síla v ozubení</i>
F_{rod}	$[N]$	<i>Síla ve spojovací tyči řízení</i>
$F_{sloupek}$	$[N]$	<i>Síla působící na snímač síly</i>
F_T	$[N]$	<i>Tečná síla v ozubení</i>
F_{volant}	$[N]$	<i>Síla působící na volant</i>
F_y	$[N]$	<i>y-nová složka síly v tyči hřebene řízení</i>
F_{yl}	$[N]$	<i>Boční síla působící na pneumatiku levého kola</i>
F_{yr}	$[N]$	<i>Boční síla působící na pneumatiku pravého kola</i>
F_{za}	$[N]$	<i>Přítlak</i>
F_{zl}	$[N]$	<i>Zatížení levého předního kola</i>
F_{zr}	$[N]$	<i>Zatížení pravého předního kola</i>

g	$[ms^{-2}]$	<i>Tíhové zrychlení</i>
h	$[m]$	<i>Výška těžiště</i>
ha	$[mm]$	<i>Výška hlavy zubu</i>
hf	$[mm]$	<i>Výška paty zubu</i>
i	$[-]$	<i>Převodový poměr</i>
K_f	$[Nm/^\circ]$	<i>Klopná tuhost přední nápravy</i>
K_r	$[Nm/^\circ]$	<i>Klopná tuhost zadní nápravy</i>
l_{rameno}	$[m]$	<i>Kolmé rameno snímače síly</i>
m	$[mm]$	<i>modul ozubení</i>
M_B	$[Nm]$	<i>Moment od síly působící v bodu B</i>
m_{car}	$[kg]$	<i>Hmotnost monopostu s řidičem</i>
M_{rejd}	$[Nm]$	<i>Moment kolem rejdové osy</i>
M_{roll}	$[Nm]$	<i>Klopný moment</i>
$m_{řidič}$	$[kg]$	<i>Hmotnost řidiče</i>
$M_{sloupek}$	$[Nm]$	<i>Moment ve sloupku řízení</i>
M_{steer}	$[Nm]$	<i>Moment ve sloupku řízení</i>
M_{volant}	$[Nm]$	<i>Moment od síly působící na volant</i>
M_{zl}	$[Nm]$	<i>Vratný moment působící na pneumatiku levého kola</i>
M_{zr}	$[Nm]$	<i>Vratný moment působící na pneumatiku pravého kola</i>
P	$[mm]$	<i>Rozteč zubů</i>
R_h	$[mm]$	<i>Poloměr hřídele v místě deformace</i>
R_{rack}	$[m]$	<i>Poloměr roztečné kružnice pastorku hřebene řízení</i>
r_{rod}	$[m]$	<i>Kolmé rameno spojovací tyče řízení</i>
r_{zc}	$[m]$	<i>Kolmé rameno celkového závleku</i>
s	$[mm]$	<i>Tloušťka zubu</i>
S_F	$[-]$	<i>Součinitel bezpečnosti v ohybu</i>
S_{F1}	$[-]$	<i>Součinitel bezpečnosti v ohybu pastorku</i>
S_{F2}	$[-]$	<i>Součinitel bezpečnosti v ohybu hřebene</i>
S_H	$[-]$	<i>Součinitel bezpečnosti v dotyku</i>
S_{H1}	$[-]$	<i>Součinitel bezpečnosti v dotyku pastorku</i>
S_{H2}	$[-]$	<i>Součinitel bezpečnosti v dotyku hřebene</i>
t_f	$[m]$	<i>Rozchod přední nápravy</i>
U_{angle}	$[V]$	<i>Napětí na vstupu z potenciometru</i>

U_{force}	[V]	Napětí na vstupu ze snímače síly
Y_{NT}	[-]	Součinitel počtu cyklů
Y_{RelT}	[-]	Poměrný součinitel drsnosti v oblasti patního přechodu zubu
Y_X	[-]	Součinitel velikosti
$Y_{\delta relT}$	[-]	Poměrný součinitel vrubové citlivosti
z	[m]	Celkový závlek
z_1	[-]	Počet zubů pastorku
z_2	[-]	Počet zubů na délce chodu hřebene
Z_L	[-]	Součinitel maziva (pro bezpečnost v dotyku)
z_m	[m]	Mechanický závlek
Z_{NT}	[-]	Součinitel počtu cyklů (pro bezpečnost v dotyku)
z_p	[m]	Pneumatický závlek
Z_R	[-]	Součinitel drsnosti boku zubů (pro bezpečnost v dotyku)
Z_V	[-]	Součinitel obvodové rychlosti (pro bezpečnost v dotyku)
Z_W	[-]	Součinitel tvrdosti (pro bezpečnost v dotyku)
Z_X	[-]	Součinitel velikosti (pro bezpečnost v dotyku)
α_l	[°]	Úhel směrové úchyly levého kola
α_r	[°]	Úhel směrové úchyly pravého kola
α_t	[°]	Čelní úhel záběru zubů
β	[°]	Úhel sklonu zubu
β_1	[°]	Úhel hnací hřídele dvojice kardanových kloubů
β_2	[°]	Úhel hnané hřídele dvojice kardanových kloubů
ΔZ	[mm]	Deformace v ose Z
$\Delta \varphi$	[°]	Úhlová deformace
θ	[°]	Záklon rejdové osy
θ_{roll}	[°]	klopení
$\theta_{sloupek}$	[°]	Úhel natočení sloupku řízení
ρ_a	[-]	Rozložení přitlačné síly na přední nápravu
ρ_m	[-]	Rozložení hmotnosti na přední nápravu
σ_F	[MPa]	Napětí v ohybu
σ_{F1}	[MPa]	Napětí v ohybu na patě zubu pastorku
σ_{F2}	[MPa]	Napětí v ohybu na patě zubu hřebene
σ_{FE}	[MPa]	Mez únavy v ohybu

σ_H	[MPa]	<i>Napětí v dotyku</i>
σ_{H1}	[MPa]	<i>Napětí v dotyku na zubu pastorku</i>
σ_{H2}	[MPa]	<i>Napětí v dotyku na zubu hřebene</i>
σ_{Hlim}	[MPa]	<i>Mez únavy v dotyku</i>
φ_1	[°]	<i>Úhel natočení hnacího kola</i>
φ_2	[°]	<i>Úhel natočení hnaného kola</i>